

**Vysoká škola báňská
Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní**

Návrh vibračního stolu pro betonářské výrobky

Design of a Vibrating Plate for Concrete Products

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.
Student: Bc. Stanislav Osadník

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Stanislav Osadník**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh vibračního stolu pro betonářské výrobky**
Design of a Vibrating Plate for Concrete Products

Zásady pro vypracování:

Proveďte popis vibračního stolu, jeho princip a užití.

Alternativně navrhnete možné principy buzení vibrací, jejich vhodnou frekvenci a amplitudu.

Proveďte konstrukční návrh vibračního stolu a odpovídající výpočty, včetně kontroly vlastní frekvence.

Parametry stolu jsou tyto: nosnost stolu 150 [kg], vnitřní rozměry povrchu stolu 1000 x 1000 [mm]
napojení na el. síť 400 [V], hmotnost stolu musí umožňovat jeho přemístění dvěma osobami.

Nakreslete sestavný výkres vibračního stolu, podsestavy nosného rámu a dílenský výkres stolu. Rozsah práce cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

JULIŠ, K., BREPTA, R. *Mechanika, II díl. Dynamika*. Praha: Technický průvodce, sv.66, SNTL, 1987. 684 s.

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.

BROUSIL, J., SLAVÍK, J., ZEMAN, V. *Dynamika*. Praha: SNTL/ALFA, 1989. 327 s. ISBN 80-03-00164-1.

KALÁB, K. *Části a mechanismy pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.

PODEŠVA, J. *Dynamika v příkladech*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 196 s. ISBN 80-7078-678-7.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....*22.5.2011*.....

St. Ondruš
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do konce jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 22.5.2011



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Stanislav Osadník

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dělnická 4
Opava-Milostovice
746 01

Anotace Diplomové práce

OSADNÍK, S. Návrh vibračního stolu pro betonářské výrobky, Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 64s.
Diplomová práce, vedoucí: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vibračního stolu pro betonářské výrobky. Po úvodní části, která se zabývá betonářskými výrobky, zhutňováním betonu a druhy vibrací, následují možné koncepty řešení buzení vibrací.

Po volbě jedné z variant a určení optimální velikosti pohonu, se začnou navrhovat jednotlivé části vibračního stolu. Hlavní součástí výpočtu je pevnostní kontrola stolu metodou konečných prvků, kontrola vlastní frekvence hlavních částí stolu, aby nedocházelo k rezonančním jevům. Poté se spočítají pružiny, na kterých bude stůl se zátěží vibrovat a zkontroluje se hmotnost spodního rámu. Tato hmotnost musí být dostatečná, aby nedocházela k nežádoucím posunům celého stolu.

Annotation of thesis

OSADNÍK, S. Design of a Vibrating Plate for Concrete Products, Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2011, 64p.
Thesis, head: Kaláb, K.

This thesis deals with product design for vibrating table concrete products. The introductory section, which deals with concrete products, compaction and concrete modes of vibration, followed by possible solution concepts generating vibration.

After selecting one of the options and determine the optimal size propulsion, they begin to design the various parts of the vibrating table. The main part of the calculation is the strength control desk finite elements, control the natural frequencies of the main parts of the table to avoid resonance phenomena. Then calculate the spring, which will vibrate the table with the load and check the weight of the bottom frame. This mass must be sufficient to prevent undesirable shifts the whole table.

Obsah

1. Úvod.....	11
2. Cíle diplomové práce.....	13
3. Typy, význam a užití vibrací.....	14
4. Popis konstrukčního řešení vibračního stolu.....	19
5. Návrh způsobů buzení vibrací	22
5.1 Buzení vibrací pomocí nevyváženého hřídele.....	22
5.2 Buzení vibrací pomocí vačkového mechanismu.....	23
5.3 Buzení vibrací pomocí vibračního motoru.....	24
6. Volba vibračního motoru.....	26
6.1 Typy vibračních motorů.....	26
6.1.1 Pneumatické motory.....	26
6.1.2 Elektrické motory.....	28
6.2 Volba typu vibračního motoru.....	29
7. Návrh stolu.....	30
7.1 Popis konstrukčního řešení stolu.....	30
7.2 Pevnostní kontrola stolu.....	34
7.3 Dynamická kontrola svarů.....	39
7.4 Kontrola na rezonanci.....	43
8. Návrh pružného uložení.....	44
8.1 Popis pružného uložení stolu.....	44
8.2 Návrh pružiny.....	45
8.2.1 Popis válcové šroubovitě pružiny.....	46
8.2.2 Výpočet hlavní tlačné pružiny.....	47
9. Návrh rámu.....	55
9.1 Popis konstrukčního řešení rámu.....	55
9.2 Kontrola na rezonanci.....	56
9.3 Návrh patek rámu.....	56
9.4 Návrh zátěže rámu.....	58
9.5 Návrh elektroinstalace.....	61
10. Závěr.....	62

11. Seznam použité literatury.....	63
12. Seznam příloh.....	64

Seznam označení

a	$[mm]$	vůle mezi činnými závity ve stavu volném
a_p	$[mm]$	zrychlení pružiny
a_s	$[mm]$	velikost koutového svaru
c	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost pružiny
d	$[mm]$	průměr drátu pružiny
D	$[mm]$	střední průměr pružiny
D_1	$[mm]$	vnější průměr pružiny
D_2	$[mm]$	vnitřní průměr pružiny
e	$[mm]$	kolmá vzdálenost osy motoru od plochy uchycení
f_0	$[Hz]$	vlastní kmitočet pružiny
f_m	$[Hz]$	provozní frekvence motoru
f_r	$[Hz]$	vlastní frekvence rámu
f_s	$[Hz]$	vlastní frekvence stolu
F_1	$[N]$	síla vyvinutá pružinou ve stavu předpruženém
F_8	$[N]$	síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém
F_9	$[N]$	síla vyvinutá pružinou ve stavu mezním
F_{1P}	$[N]$	zatížení stolu
F_{2P}	$[N]$	síla od vibračního motoru
F_{3P}	$[N]$	síla od váhy motoru
F_G	$[N]$	tíhová síla stolu
F_{ods}	$[N]$	odstředivá síla vibračního motoru
F_{odsV}	$[N]$	odstředivá síla vypočtená
F_{S_1}	$[N]$	síla pro výpočet svarů při účinku zatížení 1
F_{S_2}	$[N]$	síla pro výpočet svarů při účinku zatížení 2
F_{x1}	$[N]$	tíhová síla od hmotnosti m_1
F_{x8}	$[N]$	tíhová síla od hmotnosti m_8
G	$[MPa]$	modul pružnosti materiálu ve smyku
h	$[mm]$	pracovní zdvih pružiny
i	$[-]$	poměr vinutí pružiny
J_o	$[mm^4]$	kvadratický moment nosného průřezu svaru
k_s	$[-]$	hodnota statické bezpečnosti
K	$[-]$	korekční součinitel napětí v krutu
l_0	$[mm]$	délka pružiny ve volném stavu
l_1	$[mm]$	délka pružiny ve stavu předpruženém
l_2	$[mm]$	výška přivařeného profilu
l_8	$[mm]$	délka pružiny ve stavu plně zatíženém
l_9	$[mm]$	délka pružiny ve stavu mezním
l'	$[mm]$	délka přerušného koutového svaru

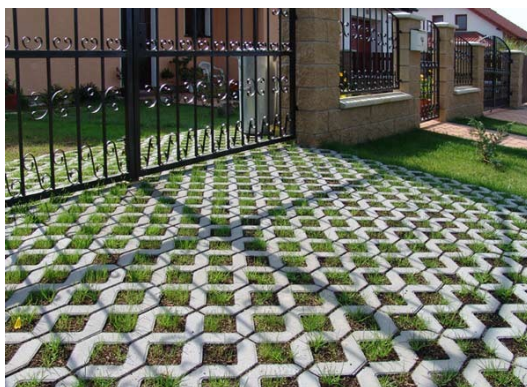
$l_{\min F}$	[mm]	mezní zkušební délka tlačné pružiny
$l_{9\max}$	[mm]	horní mezní rozměr délky pružiny plně zatížené
l_{s_1}	[mm]	délka svaru pro výpočet 1
l_{s_2}	[mm]	délka svaru pro výpočet 2
m	[kg]	hmotnost vibračního motoru
m_1	[kg]	hmotnost všech prvků stolu včetně vibromotoru
m_8	[kg]	hmotnost m_1 + nosnost vibračního stolu
m_e	[kg]	hmotnost elektroinstalace
m_k	[kg]	hmotnost konstrukce rámu
m_p	[kg]	hmotnost patek
m_r	[kg]	celková hmotnost rámu
m_s	[kg]	celková hmotnost stolu
m_z	[kg]	hmotnost zátěže rámu
M_o	[N · mm]	ohybový moment
n	[–]	počet činných závitů pružiny
n_m	[min ⁻¹]	otáčky vibračního motoru
n_s	[–]	míra bezpečnosti svaru
n_z	[–]	počet závěrných závitů
N_F	[–]	životnost pružiny
P	[kW]	výkon vibračního motoru
t_p	[s]	výpočtový čas
t_{plo}	[mm]	tloušťka ploché tyče
t	[mm]	rozteč činných závitů ve stavu volném
v_k	[m · s ⁻¹]	kritická rychlost tlačné pružiny
v_{\max}	[m · s ⁻¹]	maximální rychlost posuvu pohybujícího se konce
R_m	[MPa]	mez pevnosti materialu
s_1	[mm]	stlačení pružiny ve stavu předpruženém
s_8	[mm]	stlačení pružiny ve stavu plně zatíženém
s_9	[mm]	stlačení pružiny ve stavu mezním
$S_{a\min}$	[mm]	součet nejmenších dovolených vůlí mezi činnými závitů tlačné pružiny ve stavu plně zatíženém
W_o	[mm ³]	průřezový modul pro ohyb
z	[–]	celkový počet závitů tlačné pružiny
ρ	[kg · m ⁻³]	hustota materiálu (oceli)
σ_{DOV}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{red\max}$	[MPa]	maximální redukované napětí
τ_1	[MPa]	napětí materiálu pružiny v krutu ve stavu předpruženém
τ_8	[MPa]	napětí materiálu pružiny v krutu ve stavu plně zatíženém

τ_9	[MPa]	napětí materiálu pružiny v krutu ve stavu mezním
τ_{AD}	[MPa]	smykové napětí ve svaru při dynamickém provozu
τ_{Dm}	[MPa]	dovolené mezní napětí v krutu
$\tau_{D_{SV}}$	[MPa]	dovolené smykové napětí svaru
τ_h	[MPa]	horní smykové napětí svaru
τ_H^*	[MPa]	mez únavy svarového spoje
τ_{\perp_1}	[MPa]	jmenovité smykové napětí 1
τ_{\perp_2}	[MPa]	jmenovité smykové napětí 2
ω	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost

1. Úvod

Betonářské výrobky obecně

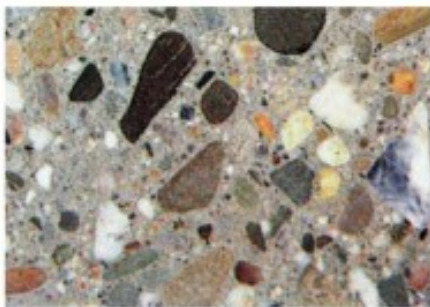
Betonářské výrobky už dávno nemají pověst nevkusných a nežádoucích prvků zahradní architektury. V moderním stavebnictví a zahradní architektuře zaujímají při úpravách a zpevňování ploch výsostní postavení. Používají se pro dláždění různých ploch v zahradách, parcích, v okolí domů, kancelářských budov a městech. Z betonu se dnes vyrábí kromě dlažeb také palisády, obrubníky, žlaby, části plotů rozličných tvarů apod. Tato diplomová práce se zabývá výrobou betonářských výrobků pro dláždění ploch za pomoci vibračního stolu. Pro dláždění ploch se používá tvarovaná, vegetační a plošná dlažba. Firma GELNAR, pro kterou je tato práce vytvářena, se kromě jiného zabývá nejvíce výrobou vegetační dlažby. Vegetační dlažba (obr. 1.1a) se vyznačuje tím, že v dlažbě se vyskytují otvory pro zasazení vegetace (většinou travin). Tento druh dlažby je u zákazníku velmi oblíben, protože při správném usazení dlažby a zasazení traviny nám vznikne téměř souvisle zatravněná plocha a přitom vytvoříme zpevněnou plochu. Betonářské výrobky jsou vyráběny v rozličných barevných provedeních a při pokládkách se kombinují různě barevné dlažby (obr. 1.1c a 1.1d).



Obr. 1.1 a,b,c,d Betonářské výrobky pro dláždění ploch [15]

Beton obecně

Beton se často označuje jako umělý kámen. Vznikne smícháním cementu, hrubého a drobného kameniva, vody, příměsí a přísad. Smícháním cementu s vodou se nastartuje chemická reakce - hydratace. Beton poté postupně tuhne a tvrdne (obr.1.2).



Obr. 1.2 Struktura betonu [12]

Výhodou betonu je dobrá tvarovatelnost, odpovídající použitému bednění, a možnost recyklace. Proto je beton vhodný pro různá použití v pozemním i inženýrském stavitelství, ale i v drobném stavebnictví, i když třeba pouze jako základ pro stavbu, uskutečňovanou ze zcela odlišných stavebních hmot.

Beton je pevný a trvanlivý. Zpravidla se používá v kombinaci s výztuží různého druhu. Beton bez výztuže, tak zvaný „prostý beton“, odolává dobře namáhání v tlaku, „vyztužený beton“ navíc ještě i v tahu.

Beton se v průběhu užívání stal pojmem odolnosti. Aby skutečně splňoval požadavky na něj kladené, musí být čerstvý beton vyráběn ve stále stejné jakosti. Toho lze nejlépe dosáhnout výrobou ve specializovaných velkovýrobnách čerstvého betonu, odbornou přepravou čerstvého betonu a jeho odborným ukládáním podle platných norem [12].

Optimální betonová směs pro plnění forem na betonářské výrobky viz *Příloha č.1*.

Zhutňování betonu

Zhutněný beton (též pohledový beton, vibrovaný beton) je ve stavebnictví speciální beton, který je upraven před ztuhnutím vibracemi tak, aby dosáhl vyšší pevnosti a trvanlivosti. Zhutnění se provádí vibrováním samotné formy pro betonový odlitek (například pro zámkovou dlažbu) nebo pomocí vibračních nástrojů přímo na místě určení (nosníky z předpjatého betonu).

2. Cíle diplomové práce

Ke splnění zadání mé diplomové práce jsem si zvolil tyto dílčí cíle:

1. Rešerše o vibracích betonu, typech vibrací, mechanickém kmitání, významu a užití vibračních zařízení
2. Popis konstrukčního řešení vibračního stolu
3. Návrh způsobu buzení vibrací
4. Volba pohonu vibračního zařízení
5. Návrh stolu
6. Návrh pružného uložení
7. Návrh rámu
8. Závěrečné shrnutí

3. Typy, význam a užití vibrací

Důvody použití vibračních zařízení

Beton je směsí vody, suchých hmot (písek a štěrk) a cementu. Vibrační zařízení přenáší do této hmoty vysokofrekvenční oscilace takovým způsobem, že se vnitřní tření mezi částicemi snižuje a vstřebává efekt gravitace, produkující namísto toho tekutý stav, jako by to byla tekutina.

Během tohoto procesu vystupují na povrch v podobě bublinek plyny obsažené ve hmotě. Beton obvykle obsahuje ve svém objemu asi 1% plynů. Tyto plyny jsou produktem chemických reakcí mezi jeho složkami stejně jako jsou výsledkem vzduchu, který byl polapen při nalévání hmoty.

Hmota se mění od heterogenní hromady ke kompaktní a zářící. Pomocí vibrací je možno zamezit hromadění štěrku a vzniku dutin a tímto způsobem zajistit, že se vyplní všechny malé duté prostory v betonové směsi. Nadměrný obsah vzduchu a vody oslabuje pevnost betonu. Pomocí vibrací je u homogenní směsi dosaženo obsažení správného podílu vody, vzduchu a cementu a tímto způsobem je optimalizována pevnost betonu. Tendence k používání betonů sušší konzistence s nižším poměrem vody a cementu činí vibrátor ještě více nezbytným k zajištění toho, že nezůstane zachycen žádný vzduch.

Vibrace musí být prováděna správně, protože nadměrné vibrace mohou vést k akumulaci štěrku na spodku a jemných materiálů blíže k povrchu. Tato segregace je vyvolána zejména v betonech kapalné konzistence. Segregace může způsobit nepravidelné smrštění, vyvolávající vzestup napětí, které poté vyvolává pukliny.

Použití vibrací také vyvolává zlepšení v přilnavosti mezi právě připraveným betonem a starším betonem [16].

Typy vibrací betonu

a) Vnitřní vibrace

Vibrátor s prodlouženým tvarem známý jako „ponorný vibrátor“ je zaveden do hmoty betonu. Při aplikaci vejde vibrátor do kontaktu s hmotou betonu. Toto je používáno pro hrubší vrstvy betonu.

b) Povrchové vibrace

Nosník s vibračním systémem je dán do kontaktu s vibrovaným povrchem. Toto je používáno na plošné konstrukce a dláždění.

c) Vnější vibrace

Bednění nebo pažení obsahující beton je vystaveno vibračním pomocí vibrátoru připevněného k vnější části (vnější vibrační zařízení).

Vnitřní vibrace

Vibrace jsou generovány pomocí excentrického závaží otáčejícího se okolo hřídele určitou rychlostí. Toto závaží generuje sílu, která vyvolává posun vibrátoru o určitou amplitudu. V praxi se označuje jako „ponorný vibrátor“ (obr. 3.1).

Typy vnitřních vibrátorů:

- A. Elektrický
- B. Motorový (benzín / nafta)
- C. Pneumatický



Obr. 3.1 Ponorný vibrátor [14]

Povrchové vibrace

Pro vibrování povrchu betonu se používají vibrační lišty.

Výhody vibračních lišt:

- Vysoce účinné zařízení pro hutnění a pokládání betonových desek.
- Rovnoměrná a rozložená vibrační síla.
- Pohodlná obsluha, přizpůsobené pracovní výšce/úhlu.
- Jednoduchá obsluha pro hutnění jakéhokoliv typu betonu.
- Motor zařízení dodává optimální otáčky a odstředivou sílu.
- Vysoce odolné lišty z hliníkových slitin dostupné v různých délkách.
- Konstrukční provedení pro snadnou a rychlou údržbu také zajišťuje dlouhou životnost dílů namáhaných vodou, betonem a nečistotami.

Typy vibračních lišt:

- 1) Zarovňávací **stahovací** lišty
- 2) Zarovňávací oscilační **plovoucí** lišty
- 3) **Dvounosníkové** (příhradové) lišty

Ad 1), 2) Vibrační lišty stahovací, plovoucí

Tyto lišty jsou používány pro vibrování hmoty a pro dorovnání povrchu. Vodící lišty nejsou pro chod vibrační lišty zapotřebí - může pracovat přímo na betonu. Pokud jde o jejich použití, jsou ideální pro rychlé a snadné vyhlazování betonových desek od 6 do 18 cm (obr. 3.2, 3.3).



Obr. 3.2 Stahovací lišta [14]



Obr. 3.3 Plovoucí lišta [14]

Ad 3) Vibrační lišta dvounosníková

Tyto lišty jsou používány k vibrování hmoty a k dokončování povrchu. Vodící lišty jsou potřeba pro pohyb lišt po betonu. Před započetím musí být vodící lišty nastaveny a vyrovnány. Jakmile je beton nalit, je dvounosníková lišta umístěna na vodící lišty a práce může začít (mohou být třeba až tři pracovníci). Vzhledem ke své váze a k vibracím, které generují, jsou tyto stroje ideální k rychlému a snadnému vibrování desek tlustších než 15 cm. U desek tlustších než 30 cm by měl být beton vnitřně vibrován pomocí ponorného vibrátoru ještě před použitím lišty. To zajistí nejlepší výsledek.



Obr. 3.4 Dvounosníková lišta [14]

Vnější vibrace

Vnější vibrace jsou používány v mnoha oblastech. Kvůli velké různorodosti použití nelze zabíhat do detailů využití vnějších vibrátorů, ale vyjádříme se jednoduše o nejvíce obvyklých použitích.

Používá se pro vibrování nosníků, různých forem, stěn atd. Bednění musí být pevné ocelové konstrukce a vibrátor musí být napevno připevněn k bednění. Pokud možno, mělo by bednění být zavěšeno na elastické základně. Vliv vibrátoru dosahuje maximální hloubky 30 cm, takže vibrátory by měly být umístěny na obou stranách bednění, pokud je to kvůli tloušťce potřebné. Vibrátory mohou být řízené a je vhodné regulovat sílu dokud se nedosáhne optimálních vibrací. Vibrátor by měl být vždy zvolen tak, aby nemusel pracovat na maximum. Na určitých typech konstrukcí je doporučeno kombinovat vnější a vnitřní vibrace [16].

Mezi zdroje vnějších vibrací patří i vibrační stůl, kterým se bude zabývat dále tato diplomová práce podle požadavků firmy GELNAR.

Mechanickému kmitání ve strojírenství

Mechanické kmitání a rázy ve strojírenství patří ve většině případů k nežádoucím jevům. Většinou vznikají v důsledku nevyvážení některé součásti celku, nesprávného uložení součásti či při poruše nějaké části mechanismu. Mají neblahý vliv na jiné strojní součásti (např. ložiska) a také na obsluhu (hrozí nemoc vazoneuróza).

V některých případech jsou však tyto kmity žádoucí. Uplatňují se u různých vibračních zařízeních – vibrační desky, vibrační dopravníky, vibrační třídíče a stoly apod.

V tab 3.1 jsou uvedeny základní veličiny a vztahy mechanického kmitání a rázů.

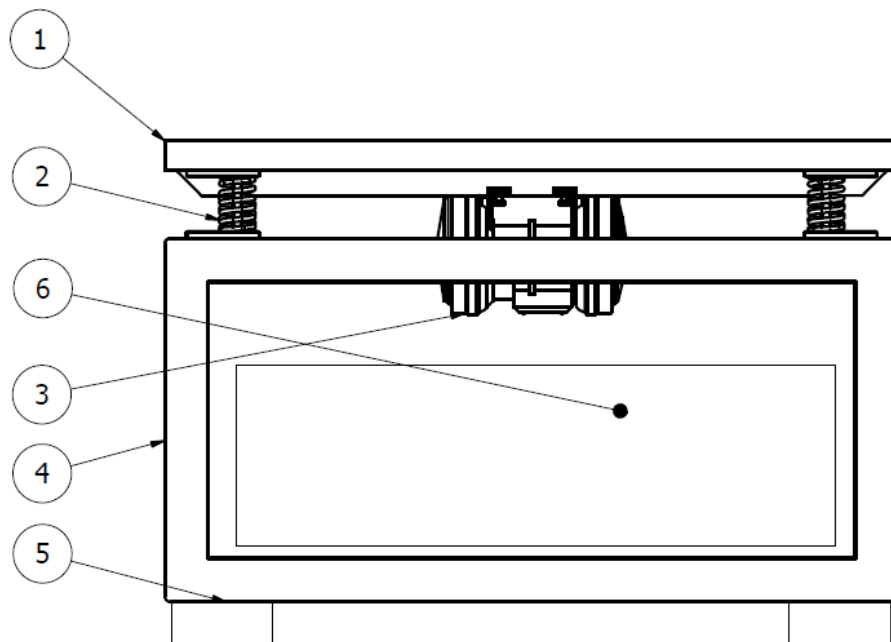
Tab. 3.1 [2]

Název	Značka	Vysvětlivka
výchylka kmitání	s	udává okamžitou vzdálenost kmitajícího bodu od nulové polohy
rozkmít výchylky kmitání	s_r	rozdíl extrémních hodnot výchylek
výkmit výchylky kmitání	s_p	max. hodnota výchylky
amplituda výchylky kmitání	s_a	max. hodnota výchylky harmon. kmitání
efektivní hodnota výchylky k.	s_e	pro periodické kmitání: $s_e = \sqrt{(1/T) \cdot \int_0^T s^2(t) \cdot dt};$ pro harmonické kmitání: $s_e = s_a / \sqrt{2}$
fázový úhel počáteční fáze	$\phi, (\phi_o, \psi)$	fáze harmonicky proměnné veličiny v čase $t = 0$
fázový posuv	$\Delta\phi, (\Delta\psi)$	$\Delta\phi = \phi_2 - \phi_1$
vlastní frekvence	f_o	$f_o = \omega_o / (2\pi)$
vlastní úhlová frekvence	$\omega_o, (\Omega_o)$	$\omega_o = \sqrt{k/m} = 2\pi \cdot f_o$
budící úhlová frekvence	$\omega, (\Omega)$	
naladění; poměrný kmitočet	η	$\eta = \omega / \omega_o$
amplituda síly	$F_a, (F_o)$	
tlumicí síla	F_d	$F_d = -b \cdot v$
součinitel lineárního tlumení	b	
poměrný útluh	b_c	$b_c = b / b_k$
logaritmický dekrement	ϑ	$\vartheta = \ln \frac{s(t)}{s(t+T)}$

4. Popis konstrukčního řešení vibračního stolu

Části vibračního stolu

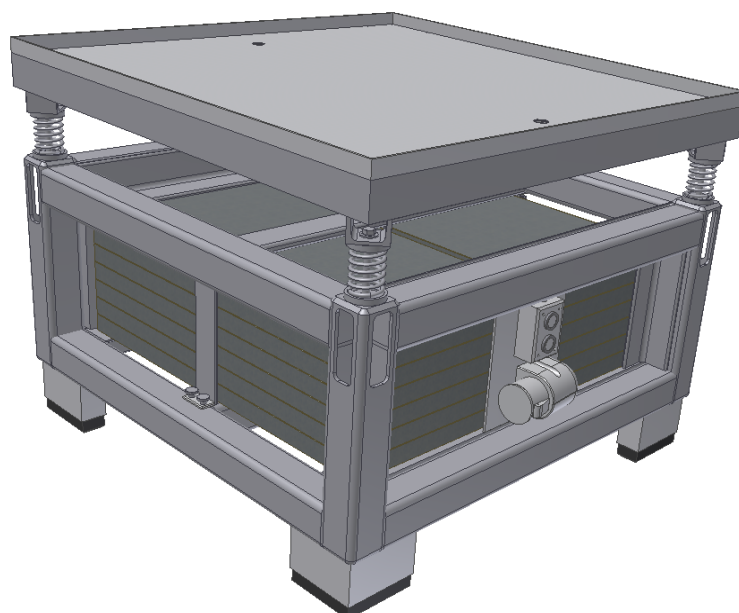
Hlavní části navrženého vibračního stolu jsou znázorněny na obr. 4.1 :



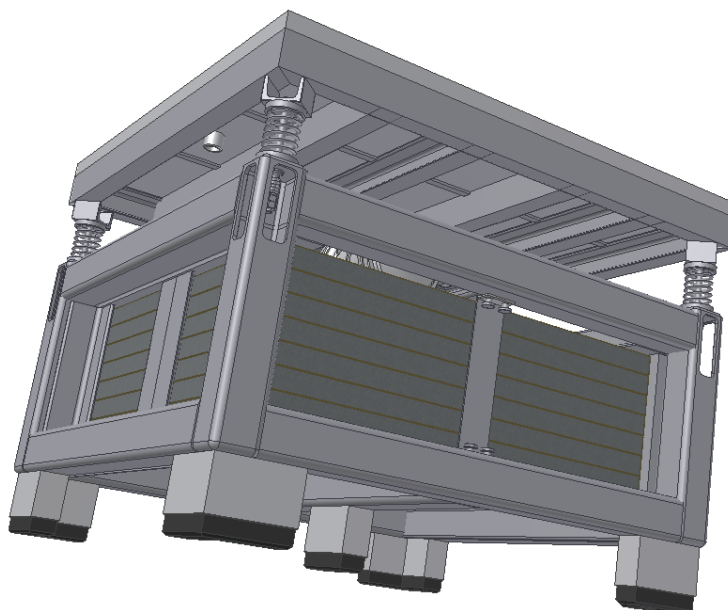
Obr. 4.1 Hlavní části vibračního stolu

Legenda k obr. 4.1

- | | |
|--------------------|-------------|
| 1 - Stůl | 4 - Rám |
| 2 - Pružina (4 ks) | 5 - Podnože |
| 3 - Pohon | 6 - Zátěž |



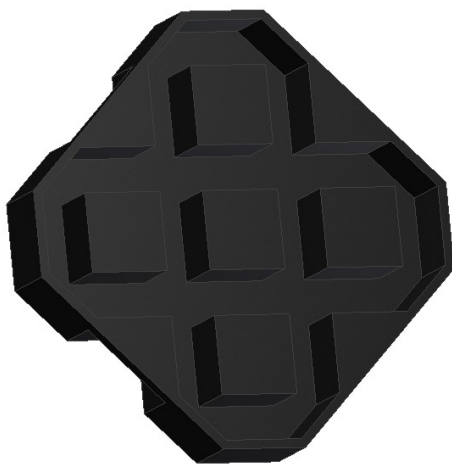
Obr. 4.2 Výsledná podoba navrženého stolu – Pohled A



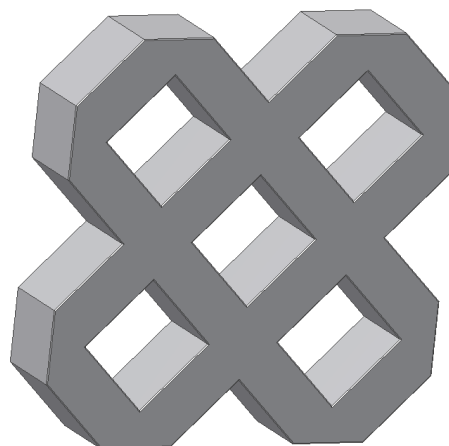
Obr. 4.3 Výsledná podoba navrženého stolu – Pohled B

Stůl, na který se pokládají betonem naplněné formy, je uložený na čtyřech pružinách. Pomocí pohonu se celý rozvibruje. Rám, na němž leží stůl musí mít dostatečnou hmotnost, aby nedošlo k jeho rozvibrování. Zvýší hmotnosti se zajistí vložením zátěže do vnitřního prostoru rámu. Celé zařízení bude umístěné na pryžových podnožích, aby se zabránilo přenosu vibrací do okolí.

Vibrační stůl je především určen pro výrobu vegetační dlažby, která je hlavním sortimentem nabízeným firmou GELNAR. Na levém obrázku (obr. 4.4) je znázorněna plastová forma na výrobu betonové dlažby a vpravo (obr. 4.5) se nachází hotový výrobek – betonová vegetační dlažba (400x400 mm).

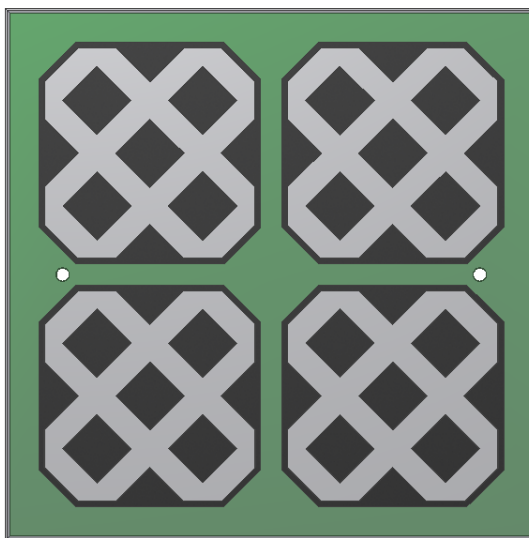


Obr. 4.4 Plastová forma



Obr. 4.5 Betonová vegetační dlažba

Na vrchní část vibrační stolu se umístí čtyři naplněné formy (obr. 4.6). Po spuštění se stůl rozvibruje a beton ve formách se zhutní (viz kapitola 3). Po vypnutí pohonu se formy odeberou. Tento krátký a velice účinný proces se opakuje.



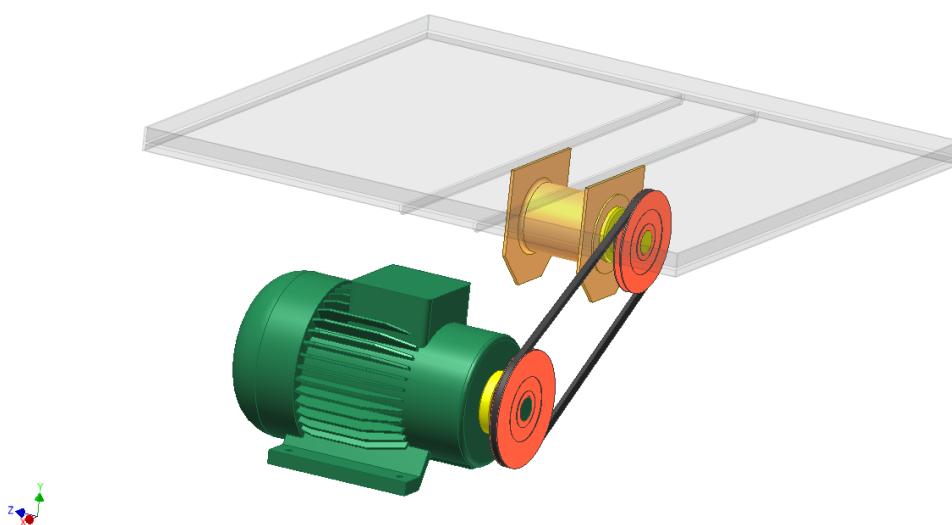
Obr. 4.6 Rozmístění forem na vibračním stole

5. Návrh způsobů buzení vibrací

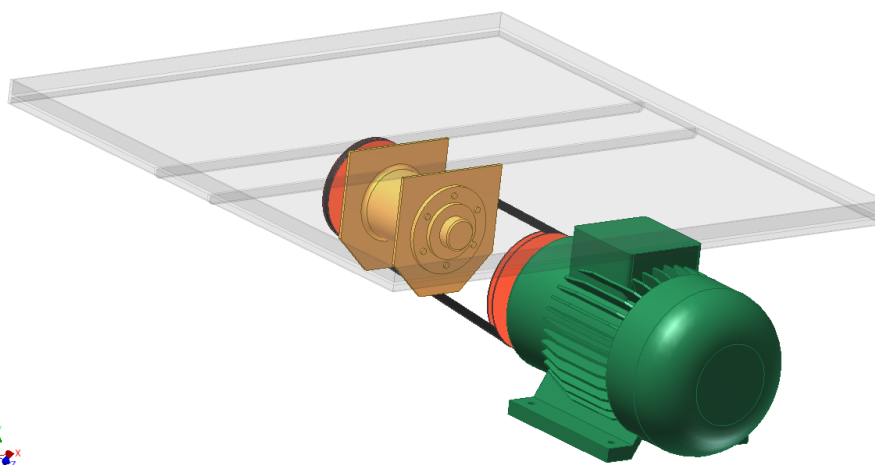
Nejprve jsem se zabýval třemi možnými principy buzení vibrací. U každého principu jsem zhodnotil všechny výhody a nevýhody. Poté jsem vybral neoptimálnější koncepci způsobu buzení vibrací.

5.1 Buzení vibrací pomocí nevyváženého hřídele

Tato varianta buzení vibrací obsahuje tyto hlavní části: elektromotor, který přes řemenový pohon pohání nevyvážený hřídel, který je vsazený do ložiskového domku a ten je napevno spojen k hornímu stolu vibračního stolu.

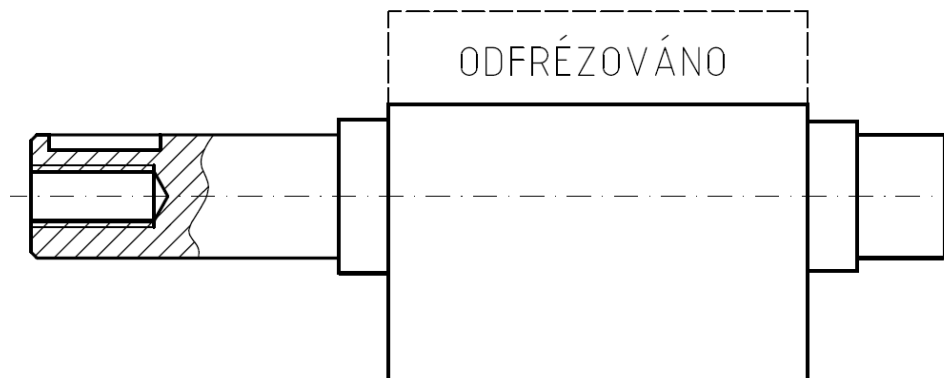


Obr. 5.1 Buzení vibrací pomocí nevyváženého hřídele – Pohled A



Obr. 5.2 Buzení vibrací pomocí nevyváženého hřídele – Pohled B

Celý tento koncept je založený na nevyváženém hřídeli uloženém v ložiskovém domku. Nevyvážek vzniká odfrézováním části hmoty hřídele (obr. 5.3).



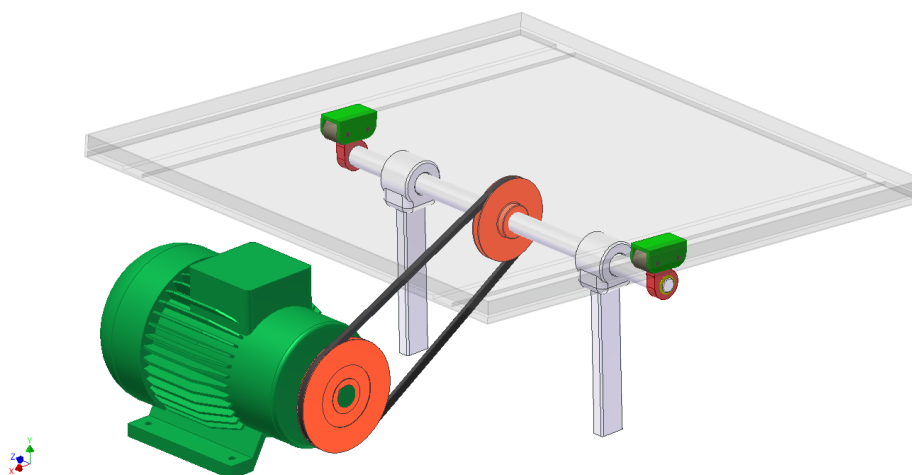
Obr. 5.3 Tvar nevyváženého hřídele

Mezi výhody této koncepce patří poměrně snadné konstrukční provedení. Pro dosažení daného efektu stačí odfrézovat část hmoty hřídele a tento hřídel umístit do ložiskového domku, který je napevno spojen se stolem.

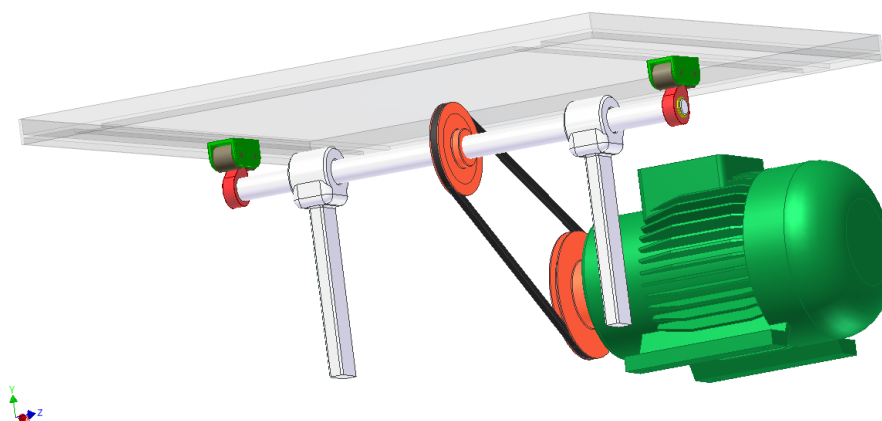
K nevýhodám řadím značné zatížení ložisek hřídele a poměrně vysoké pořizovací náklady celé této koncepce.

5.2 Buzení vibrací pomocí vačkového mechanismu

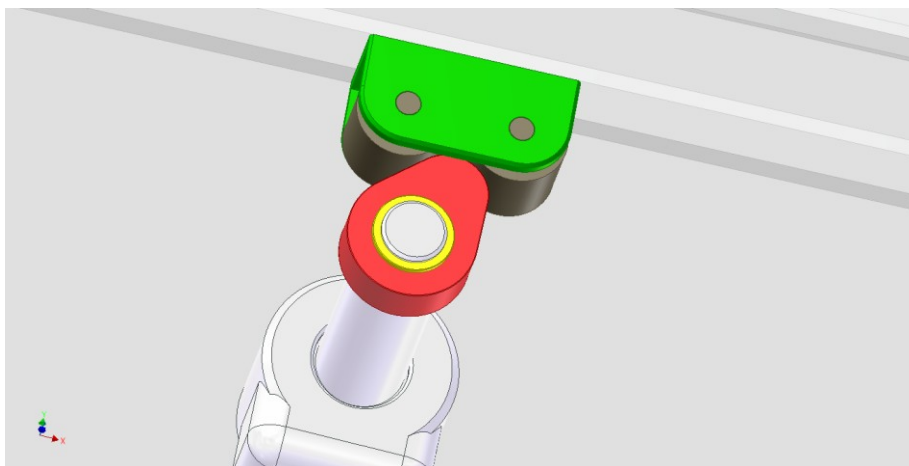
Tento koncept má také elektromotor, který přes řemenový převod pohání hřídel na jež koncích jsou umístěny dvě vačky, které přes otočné válečky přenášejí posuvný pohyb na horní stůl a tím vznikají kmity (obr. 5.4, 5.5, 5.6). Hřídel je uložen ve dvou ložiskových domcích, které jsou pevně spojeny ke spodnímu rámu stolu.



Obr. 5.4 Buzení vibrací pomocí vačkového mechanismu – Pohled A



Obr. 5.5 Buzení vibrací pomocí vačkového mechanismu – Pohled B



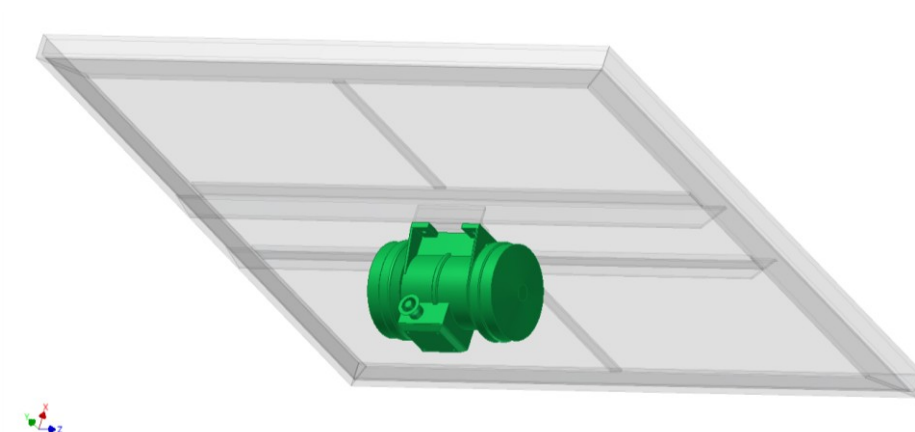
Obr. 5.6 Detail vačky ve spojení s otočnými válečky

K výhodám patří poměrně jednoduchý princip, k dosažení žádaného efektu nám stačí dva hlavní členy – vačky a válečky. V této variantě nedochází k takovému zatížení ložisek jako v předchozím případě.

Vznik valivého tření mezi válečky a vačkami patří k nevýhodám koncepce. Další negativem je množství potřebných komponentů a z toho vyplývající vysoké pořizovací náklady.

5.3 Buzení vibrací pomocí vibračního motoru

Tento koncept potřebuje k buzení vibrací pouze vibrační motor tzv. vibromotor, který je šrouby upevněn přímo k hornímu stolu. Tento stůl je uložený na 4 pružinách. Při spuštění motoru kmitá celý stůl. Kmity způsobují nevyvažky na obou stranách motoru (obr. 5.7).



Obr. 5.7 Buzení vibrací pomocí vibračního motoru

Největší výhodou je jednoduchost, k buzení vibrací nám stačí jediný prvek – vibrační motor. Není zapotřebí žádného převodu ani jiných komponentů. Z toho vyplývají i nízké pořizovací náklady.

Mezi nevýhody patří konstrukční navrhování stolu, ten totiž musí odolávat odstředivé síle, kterou vytváří motor. Stůl také zatěžuje navíc váha vlastní váha vibromotoru oproti předchozím variantám.

Při porovnání všech výhod a nevýhod možných řešení způsobů buzení vibrací, vychází jako neoptimálnější varianta **koncepce 3** – buzení pomocí vibromotoru. S tou variantou bude tedy dále uvažováno.

6. Volba vibračního motoru

Byla vybraná koncepce buzení vibrací pomocí vibromotoru. Vibromotorů je mnoho druhů a je potřeba zvážit jejich výhody a nevýhody, poté zvolit vhodný motor.

6.1 Druhy vibračních motorů

6.1.1 Pneumatické motory

Existují čtyři typy pneumatických vibromotorů. U těchto vibromotorů je poháněcím médiem vzduch a vibrace způsobují pohyblivé části v médiu.

a) Kuličkový vibromotor

Výhody:

- jednoduché konstrukční provedení
- bezolejový provoz
- řízené
- nevyžadují údržbu
- odolné proti opotřebení



Obr. 6.1 Kuličkový vibromotor [17]

Konstrukční provedení a způsob použití:

Kuličkové vibromotory se vyznačují silným vibrováním, dlouhou životností a vysokou provozní bezpečností. Kuličkový vibromotor se okamžitě rozběhne a nevyžaduje žádné mazání (obr. 6.1).

Jedinou pohyblivou část, ocelovou kuličku, pohání vysokou rychlostí stlačený vzduch ve vytvrzené oběžné dráze. Kulička tak způsobuje silné, vysokofrekvenční vibrace. Tento vibromotor pracuje po instalaci po celá léta bez jakékoliv údržby.

b) Turbínový vibromotor

Výhody:

- bezhlučný
- bezolejový provoz
- malá spotřeba vzduchu



Obr. 6.2 Turbínové a válečkové vibromotory [17]

Konstrukční provedení a způsob použití:

U turbínového vibrátoru pohání stlačený vzduch turbínové kolo, do kterého jsou vsazené nevyvážené hmoty (obr. 6.2). Speciální turbínový profil je důvodem toho, že hladina hluku leží pod 70 dB. Turbínový vibromotor tak patří k nejtišším pneumatickým vibromotorům. Turbínový vibromotor pracuje ve všech polohách. Kuličková ložiska jsou namazaná na dobu životnosti. Přístroje se pohání suchým vzduchem.

c) Válečkový vibromotor

Výhody:

- velké odstředivé síly
- žádný doběh

Konstrukční provedení a způsob použití:

Válečkový vibrátor byl vyvinutý k dosažení velké odstředivé síly (obr. 6.2). Tuto sílu vytváří rotující válec, který se točí na broušené dráze z oceli na kuličková ložiska. Válečkový vibromotor pracuje jen ve vertikální poloze. Pro provoz přístrojů je třeba lehce olejový vzduch.

d) Pístový vibromotor

Výhody:

- lineární kmitání
- bezhlučný
- bezolejový provoz
- malá spotřeba vzduchu
- řízený



Obr. 6.3 Pístový vibromotor [17]

Konstrukční provedení a způsob použití:

Pístové vibrátory vyvíjejí usměrněná kmitání pomocí patentovaného vodícího systému, který umožňuje bezolejový provoz téměř bez opotřebení. Píst přitom klouže na vzduchovém polštáři a pracuje proti dvěma vzduchovým polštářům (obr. 6.3).

Hladina hluku leží podle polohy šroubové čepice jen mezi 45 až 68 dB. Těleso je eloxované, fyziologicky nezávadné a odolné vůči většině vnějších vlivů. Pro

dlouhý, nerušený provoz se doporučuje umístit před vibrátor vzdušný filtr (20 μm). Kmitočet a tím i působení síly vibrátorů lze ovlivnit změnou tlaku vzduchu. To je možné také regulací odpadního vzduchu otáčením šroubové čepice.

6.1.2 Elektrické motory

Vyrábějí se v provedení klasickém i mikro (tzv. mikrovibrátory), dále jednofázové i trojfázové, do výbušného a nevýbušného prostředí, s ochranou proti stříkající vodě a ochranou proti prachu, také v provedení pro tropické prostředí – odolné proti vysoké teplotě okolí, vlhku a plísním, s frekvencí 50 nebo 60 Hz apod. (obr. 6.4).



Obr. 6.4 Elektrický vibromotor [17]

Elektrické vibrační motory jsou vlastně elektromechanické nevyvážené budiče. Přestavitelné nevyvážené kotouče jsou umístěné na koncích hřídelů motoru. Jsou dimenzovány pro nepřetržitý provoz za náročných podmínek při minimálních požadavcích na údržbu [17].

Mimo jiného se používají například na:

- vibrační transportéry
- vibrační síta
- přístroje vyžadující různé kmitavé pohyby (praní, míchání, odvodňování materiálů apod.)
- zhutnění materiálu
- čištění nádob
- zabránění tvorby klenby v silech atd.

6.2 Volba typu vibračního motoru

Po vyhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých vibromotorů jsem zvolil elektrický vibromotor. Vybral jsem si za dodavatele firmu Webac Vibro s.r.o., která má s vibračními pohony dlouholeté zkušenosti.

Vibromotory této firmy mají vestavěné elektromotory SIEMENS, které zajišťují, že po elektrické stránce splňují veškeré technické požadavky dnešní doby [17].

Dále pak mají:

- ochranu proti stříkající vodě a proti prachu (krytí IP 65)
- standardní napětí 230/400V
- ložiska značky SKF a KLF, které zajišťují, že motory nemusí být domazávány po celou dobu garantované životnosti ložisek
- těsnění pomocí O-kroužků

Výpočet optimální velikosti vibromotoru

Dle konzultace s firmou *Webac Vibro s.r.o.* má být vibromotor navržen u daného zařízení tak, aby jeho odstředivá síla [N] byla $\geq 1,5$ násobkem hmoty, se kterou má vibromotor pohybovat (vzbuzovat v ní vibrace). Hmotu bude vyjádřena tíhovou silou [N], aby došlo ke shodě jednotek.

Tyto informace o odstředivé síle při navrhování vibromotoru jsem dostal také potvrzenou firmou *KOHÚT s.r.o.*, která se zabývá vibrační technikou a jinou stavební technikou.

Zjištění tíhové síly

Abychom zjistili velikost tíhové síly, musíme nejdříve spočítat hmotu v [kg]. Tato hmota se skládá z hmotnosti jednotlivých konstrukčních prvků horního stolu, samotného vibromotoru a také požadované nosnosti vibračního stolu.

Podrobný rozbor celkové hmotnosti stolu je v kapitole 7.

- celková hmotnost stolu: $m_s = 260,712 \text{ kg}$

$$\begin{aligned} F_G &= m_s \cdot g \\ F_G &= 260,712 \cdot 9,81 \\ F_G &= 2558 \text{ N} \end{aligned} \tag{6.1}$$

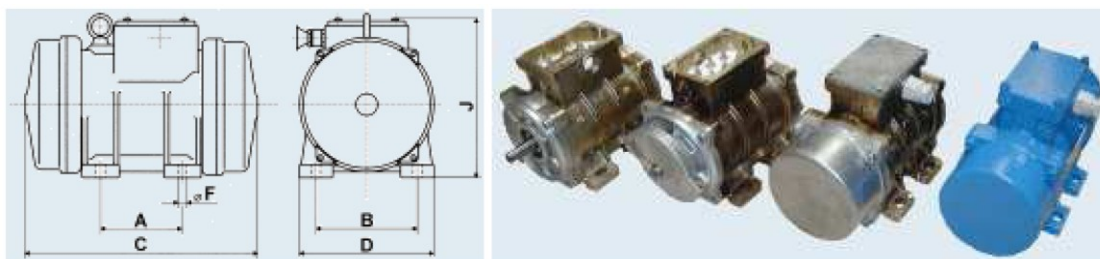
Zjištění potřebné odstředivé síly:

$$\text{Musí platit: } F_{odsV} \geq 1,5 \cdot F_G \quad (6.2)$$

$$F_{odsV} = 1,5 \cdot 2558$$

$$F_{odsV} = 3838 \text{ N}$$

Dle vypočtené F_{odsV} volím **elektrický vibromotor** typu **VV 15NX** (napětí 400V).



Obr. 6.5 Webac vibromotory [17]

Tab. 6.1 Technické údaje voleného vibromotoru

Typ	Otáčky [min^{-1}]	Prac. moment [$\text{kg} \cdot \text{mm}$]	Odstřed. síla [N]	Výkon [kW]
VV 15NX	3000	54	5400	0,55

Hmotnost [kg]	Obrys [mm]			Uchytení [mm]		
22	C	D	J	A	B	ØF
	309	170	206	105	140	10,5

Maximální **amplituda** vibromotorů, které mají otáčky 3000 min^{-1} je **1,1 mm**.

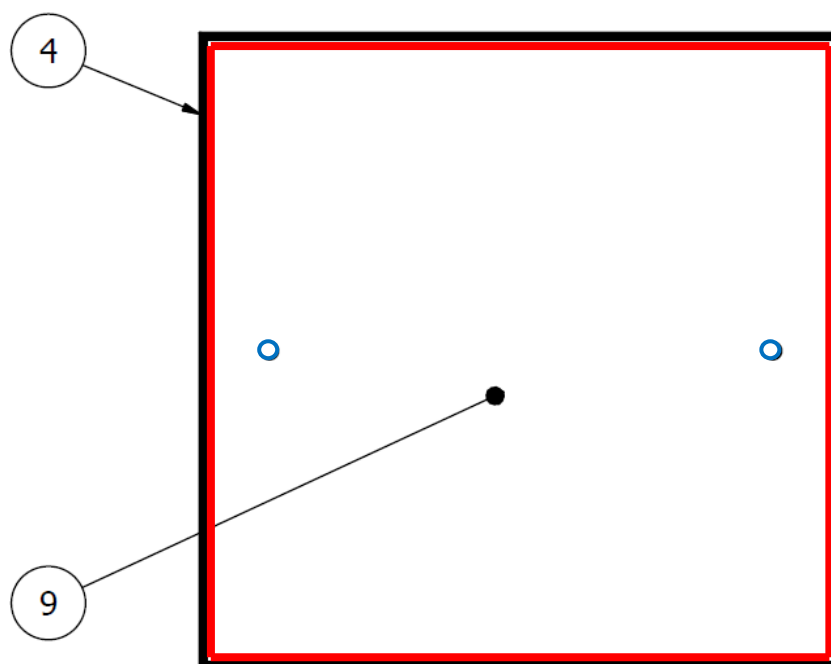
Nová řada vibromotorů VV nahradila vibromotory typu VO a VA. Oproti těmto motorům jsou vibromotory řady VV jsou lehčí a mají menší rozměry při stejných technických parametrech a cena je shodná se starou řadou.

Výpočet provozní frekvence vibračního motoru

$$\omega = 2\pi \cdot f_m$$

$$\omega = 2\pi \cdot n_m = 2\pi \cdot \frac{3000}{60} = 314,159 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$f_m = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{314,159}{2\pi} = 50 \text{ Hz} \quad (6.3)$$



Obr. 7.2 Horní pohled na svařený stůl

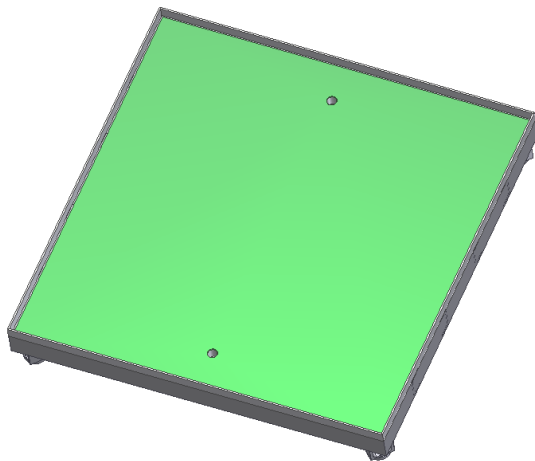
Kromě toho jsou ke stolu přimontovány komponenty, které jsou shrnuty v tab. 7.2. Červené čáry po obvodu stolu značí použití tmelu, který vyplní prostor mezi plechem a profily PLO 30x4. Vrchní plocha se tak stane celistvá a nebudou se v rozích usazovat nečistoty. Použil jsem dvousložkový epoxidový tmel s ocelovým plnidlem s obchodním označením – Loctite 3471.

Tab. 7.2

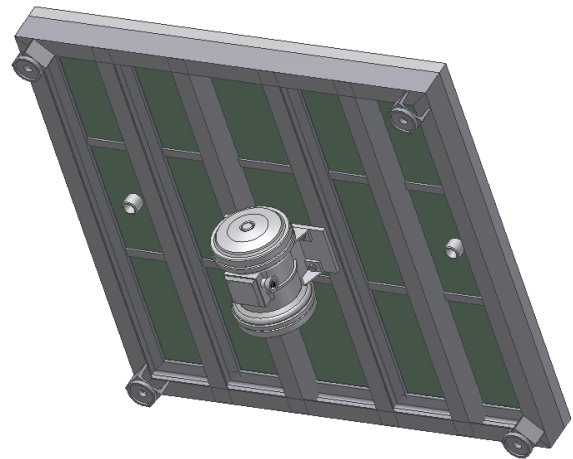
Prvek	Množství [ks]	Váha [kg]
Vibromotor	1	22,000
Šroub M10x30	4	0,036
Matice M10	4	0,016
Podložka 10	4	0,008

Celkově: 22,060

Na obr. 7.3 a 7.4 jsou prostorové pohledy na horní a spodní stranu stolu.



Obr. 7.3 Celkový horní pohled na stůl



Obr. 7.4 Celkový spodní pohled na stůl

Když sečteme hmotnost konstrukčních prvků stolu (tab 7.1) a hmotnost přimontovaných prvků (tab. 7.2), dostaneme celkovou hmotnost stolu:

- konstrukce: 88,652 kg
- komponenty: 22,060 kg
- nosnost: 150,000 kg

$$m_s = 88,652 + 22,060 + 150,000 = 260,712 \text{ kg}$$

Pro odvod přebytečné vody z forem slouží dva otvory s hrdly – na obr. 7.2 jsou vyobrazeny modrou barvou. Na tyto hrdla, které mají průměr 30 mm je optimální nasadit hadice, které odvedou vodu mimo stůl a nebude tak docházet k znečišťování částí stolu.

7.2 Pevnostní kontrola stolu

Pevnostní kontrola pomocí metody konečných prvků

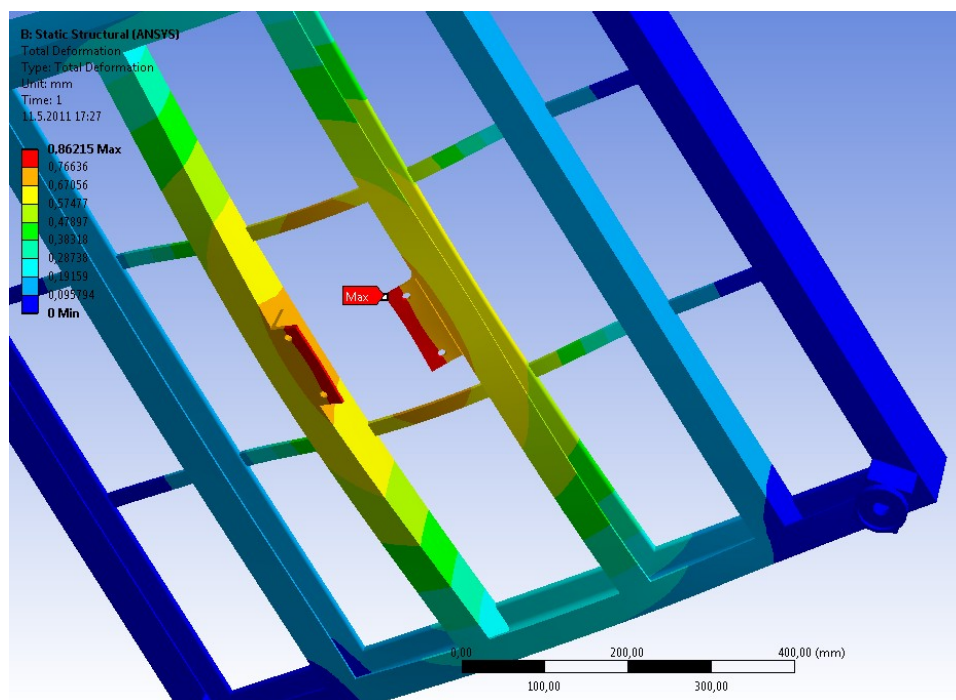
V tomto případě je kontrola MKP jedinou vhodnou variantou jak pevnostně zkontrolovat stůl. Po vymodelování stolu v programu Autodesk Inventor Professional 2010, jsem na něm vytvořil dotykové plochy, na kterých budou podpory a zatěžující síly dle skutečnosti.

Celé toto objemové těleso jsem převedl do programu ANSYS 12.1, kde bylo pevnostně zkontrolováno pomocí MKP. Vrchní plech, který má hlavně krycí úlohu nebude do pevnostních výpočtů zahrnut.

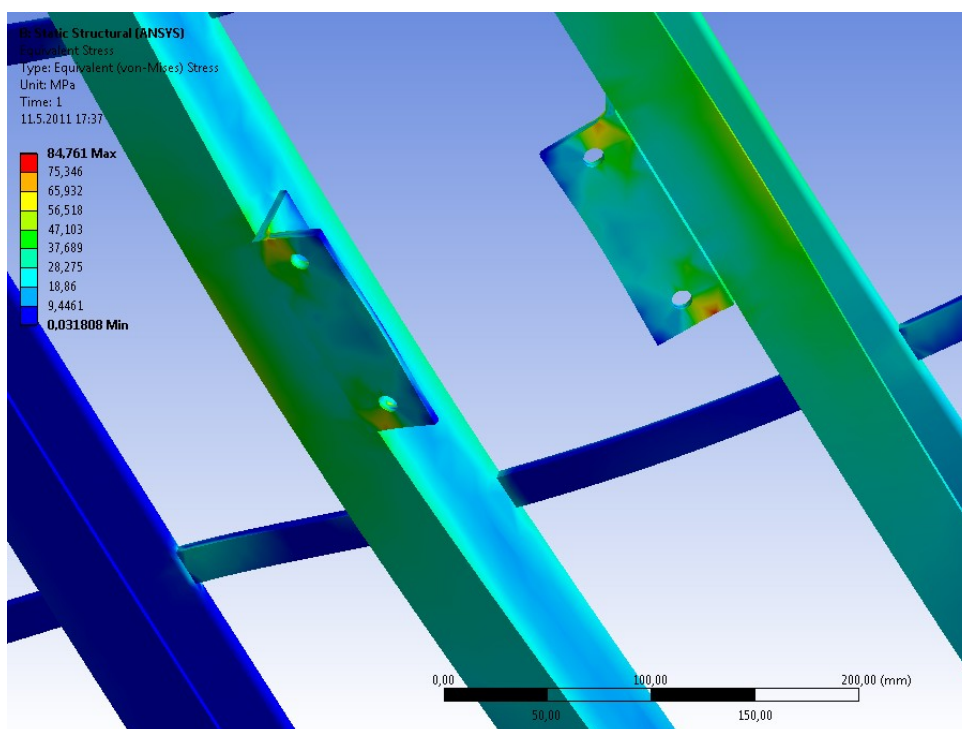
Jsou koncipovány dvě varianty uchycení motoru, což je jedno z nejnamáhavějších míst při dynamickém provozu vibračního zařízení:

Varianta A

Oblast uchycení motoru (dva profily L) se nejvíce deformuje a je zde také největší napětí (obr. 7.5, 7.6). Je nutné uchycení motoru konstrukčně vylepšit.



Obr. 7.5 Varianta A - Maximální deformace stolu



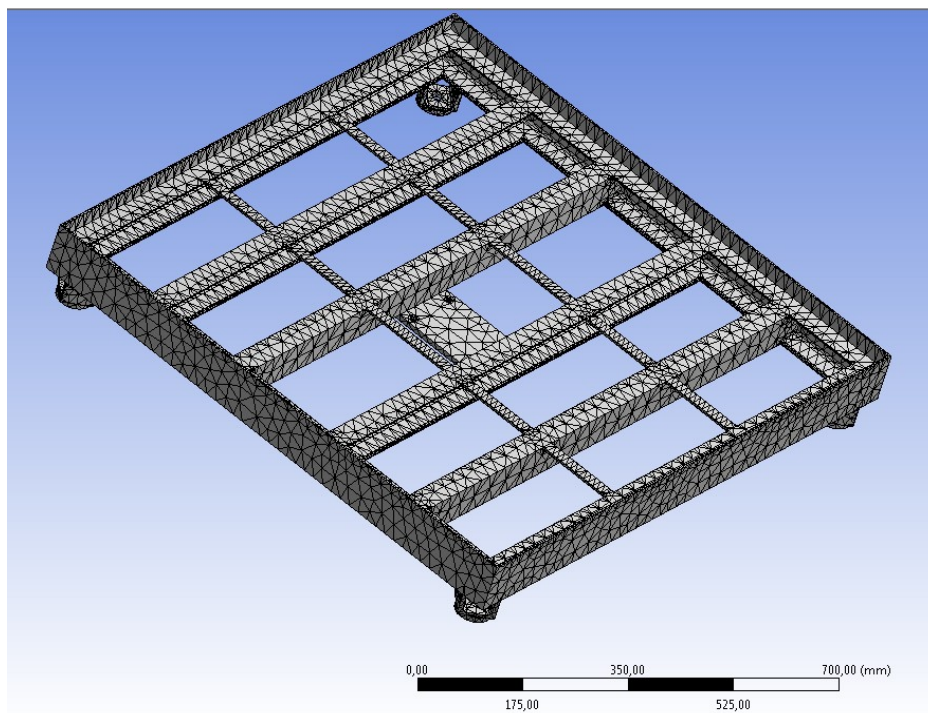
Obr. 7.6 Varianta A - Maximální napětí stolu

Varianta B

Pro zvětšení pevnosti v oblasti uchycení motoru jsem zvolil pro uchycení motoru *PLO 120x10 s délkou 244 mm*. Deformace a napětí mají nyní v této oblasti lepší výsledky (obr. 7.10, 7.11)

Postup:

- nejdříve jsem vytvořil kvalitní a hustou síť (obr. 7.7)

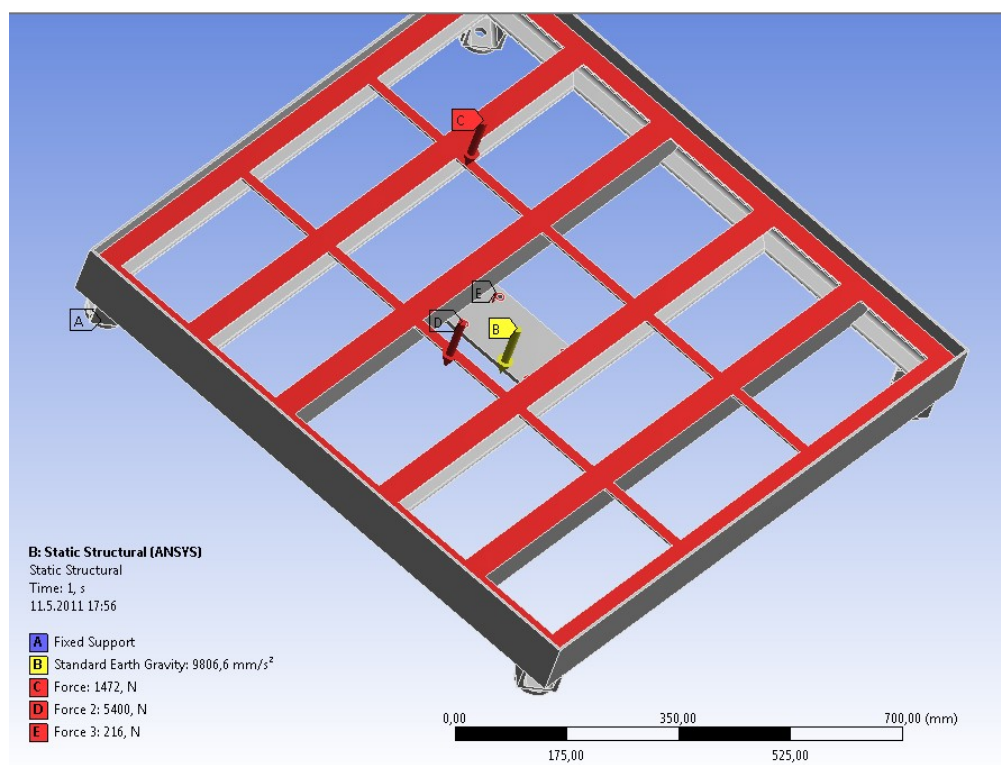


Obr. 7.7 Vytvořená síť pro výpočet stolu

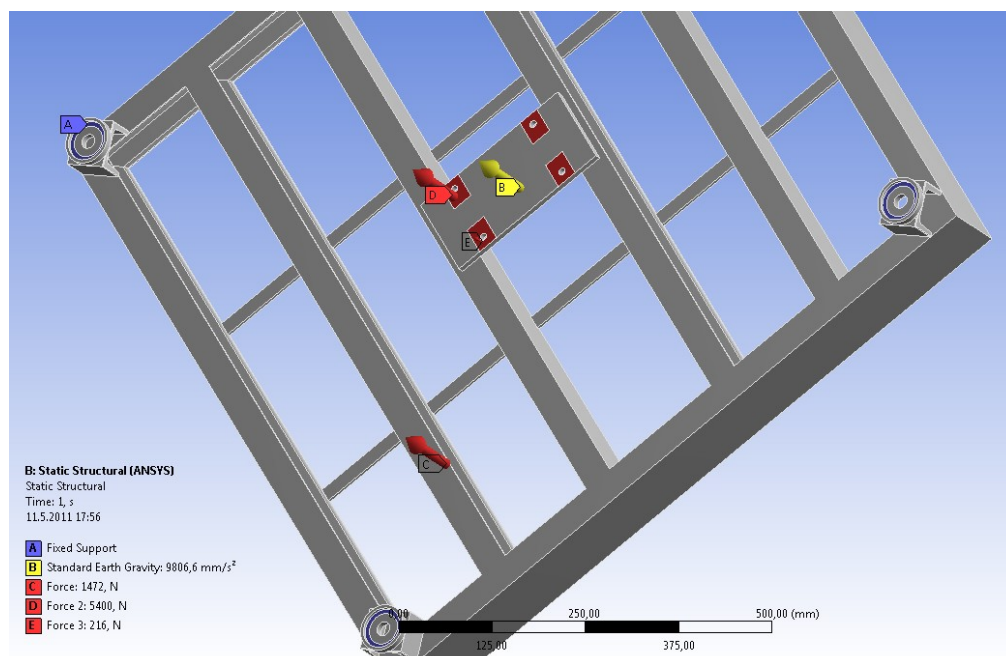
- poté jsem zavedl podpory a zatěžující síly (viz obr. 7.8, 7.9)

Do výpočtu je zahrnuto:

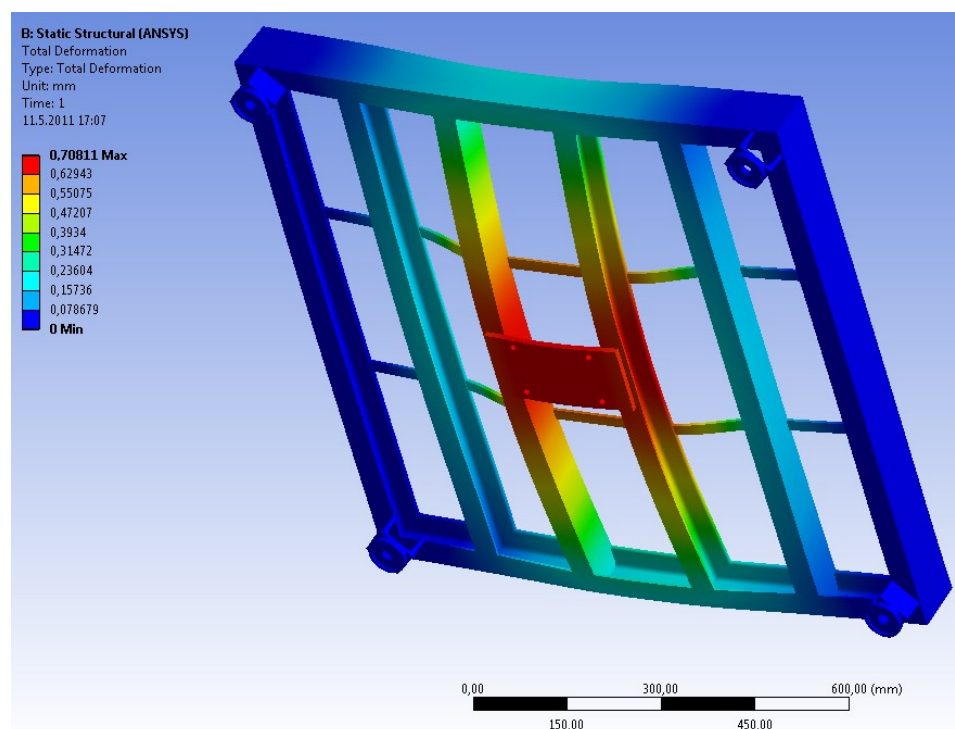
- A - Fixed Support – pevné podpory
- B - Standard Earth Gravity – gravitační síla
- C - Force 1 – zatížení stolu ($F_{1P}=1472 \text{ N}$)
- D - Force 2 – síla od motoru ($F_{2P}=5400 \text{ N}$)
- E - Force 3 – síla od váhy motoru ($F_{3P}=216 \text{ N}$)



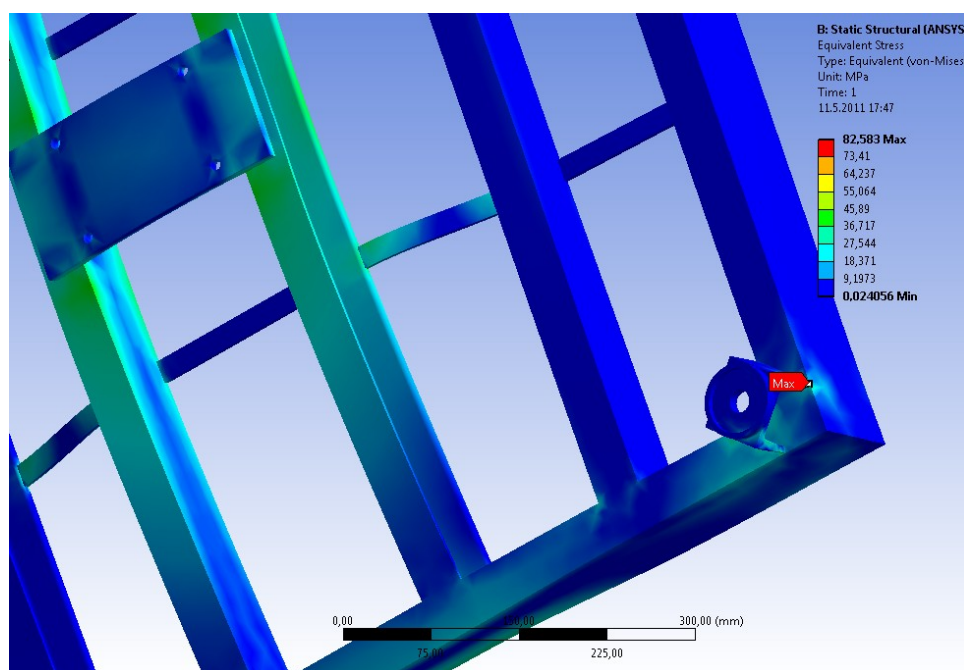
Obr. 7.8 Zavedení podpor a zatěžujících sil – Pohled horní



Obr. 7.9 Zavedení podpor a zatěžujících sil – Pohled spodní

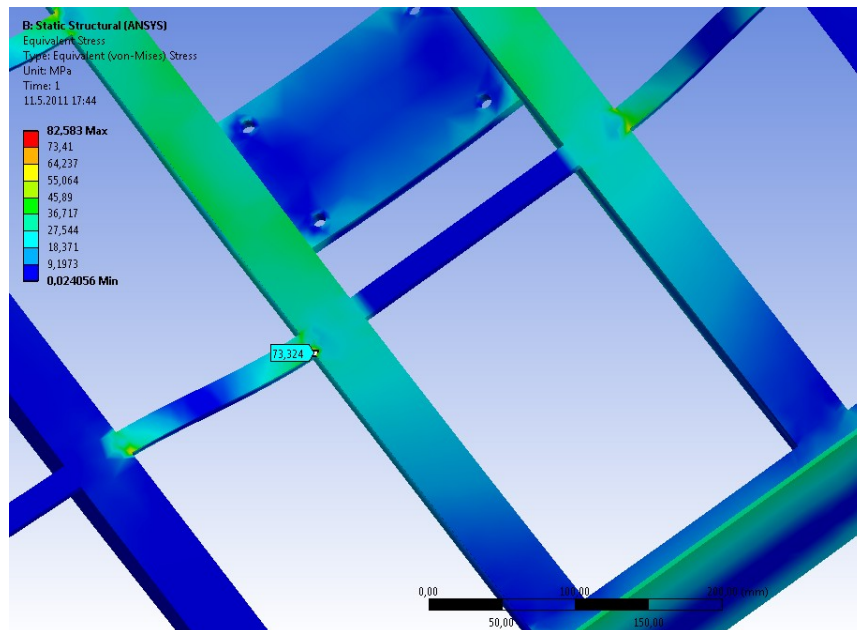


Obr. 7.10 Varianta B - Maximální deformace stolu



Obr. 7.11 Varianta B - Maximální napětí stolu

Maximální napětí vychází do oblasti špičky profilu *U 65*, který tvoří společně s miskou pro pružinu podporu stolu. V této oblasti vzniká špička v důsledku chybějícího oboustranného koutového svaru. Ve skutečnosti toto místo vyhoví, proto nejvíce namáhaným místem je druhá nejvíce namáhaná oblast (obr. 7.12).



Obr. 7.12 Varianta B – Skutečné maximální napětí stolu

Výsledek pevnostní kontroly stolu

- bezpečnost vzhledem k dynamickým účinkům volena $k_s = 3$

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{225}{3} = 75 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

$$\sigma_{red_{MAX}} < \sigma_{DOV} \quad \text{vyhovuje} \quad (7.2)$$

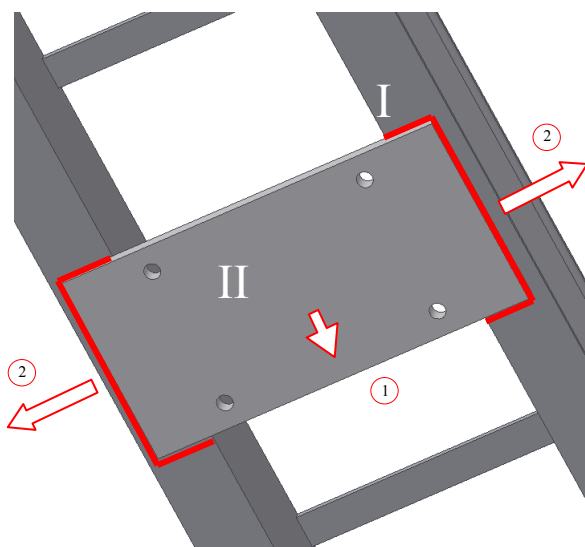
$$73,324 \text{ MPa} < 75,000 \text{ MPa}$$

Volím konstrukční návrh uchycení motoru varianty B, s touto variantou budu dále uvažovat.

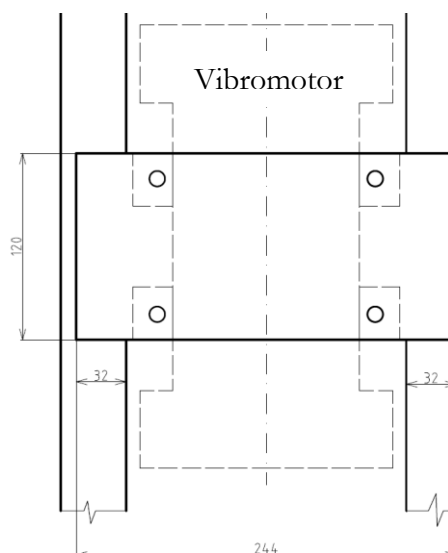
7.3 Dynamická kontrola svarů

Výpočet svarového spojení

Kontroluji koutové svary stolu, které pevně spojují profily *U65* a *PLO 120x10 Z*. Na obr. 7.13 jsou červeně znázorněny koutové svary. Šipky pak znázorňují dva možné účinky zatížení ocelové plotny pro uchycení motoru. *Účinek zatížení 1* se snaží plotnu utrhnout ve směru kolmém k zemi – koutové svary jsou zatíženy smykem. *Účinek zatížení 2* (vlevo nebo vpravo) se snaží utrhnout plotnu směrem do boku – koutové svary jsou zatíženy současně ohybem a smykem.



Obr. 7.13 Svary kontrolované na stole



Obr. 7.14 Hlavní rozměry pro výpočet svarů

Legenda k obr. 8.8

I – tyč profilu *U 65*

II – tyč profilu *PLO 120x10 Z*

Statická kontrola koutových svarů

Volba velikosti koutových svarů:

$$a_s = 0,7 \cdot t_{plo} = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ mm}$$

Účinek zatížení 1

Pro výpočet je nutné zvolit převodní součinitel. Volím převodní součinitel $\alpha = 0,9$, protože svary budou vytvářeny poloautomatem v ochranné atmosféře CO_2 . Míra bezpečnosti volena $n_s = 1,8$. Zatěžující síla $F_{s1} = F_{ods} + F_G = 5400 + 216 = 5616 \text{ N}$. Oba svařované profily jsou z oceli 11 375.0, která má $R_e = 225 \text{ MPa}$ a $R_m = 340 \text{ MPa}$.

Koutové svary jsou namáhány na smyk:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F_{s1}}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{5616}{2 \cdot a_s \cdot l_{s1}} = \frac{5616}{2 \cdot 7 \cdot 184} = 2,18 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

Dovolené smykové napětí svaru:

$$\tau_{Dsv} = \alpha \cdot \frac{R_e}{n_s} = 0,9 \cdot \frac{225}{1,8} = 112,5 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

Kontrola:

$$\tau_{Dsv} \geq \tau_{\perp 1} \quad \text{vyhovuje}$$

$$112,50 \text{ MPa} > 2,18 \text{ MPa}$$

Účinek zatížení 2

Pro tento výpočet je převodní součinitel a míra bezpečnosti stejné jako v předchozím případě. Mění se zatěžující síla $F_{s_2} = F_{ods} = 5400N$. V tomto případě jsou koutové svary namáhány současně ohybem a smykem. Oba svařované profily jsou z oceli 11 375.0, která má $R_e = 225 MPa$ a $R_m = 340 MPa$.

Jmenovité smykové napětí od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp_2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{486000}{21949} = 22,142 MPa \quad (7.5)$$

$$M_o = F_{ods} \cdot e = 5400 \cdot 90 = 486000 N \cdot mm$$

$$W_o = \frac{2 \cdot J_o}{l_{S_2}} = \frac{2 \cdot 2677724}{244} = 21949 mm^3$$

$$J_o = \frac{1}{12} \cdot \left[(s + 2 \cdot a) \cdot (l' + 2 \cdot a)^3 - s \cdot l'^3 \right]$$

$$J_o = \frac{1}{12} \cdot \left[(120 + 2 \cdot 7) \cdot (64 + 2 \cdot 7)^3 - 120 \cdot 64^3 \right]$$

$$J_o = 2677724 mm^4$$

Dovolené smykové napětí svaru:

$$\tau_{D_{sv}} = \alpha \cdot \frac{R_e}{n_s} = 0,9 \cdot \frac{225}{1,8} = 112,500 MPa \quad (7.6)$$

Kontrola:

$$\tau_{D_{sv}} \geq \tau_{\perp_2} \\ 112,500 MPa > 22,142 MPa \quad \text{vyhovuje}$$

Dynamická kontrola koutových svarů

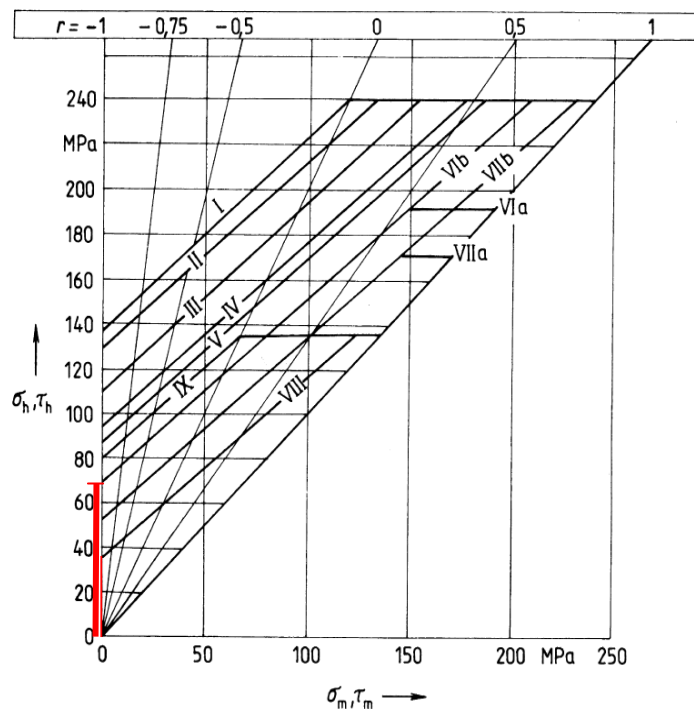
Dynamická kontrola bude prováděna u koutových svarů s účinkem zatížení 2. Při dynamickém provozu budou svary zatěžovány silou $F_{s_2} = F_{ods} = 5400N$.

Potřebné pro výpočet dynamické bezpečnosti:

- třída pevnosti koutových svarů pro dané řešení je podle způsobu spojení a zatížení volena CD
- křivka pro průřez v nejvíce nepříznivém průřezu zvolena VI b
- předpokládám cyklické zatížení koutového svaru střídavě souměrné – součinitel nesouměrnosti cyklu je tedy $r = -1$

- podle Smithova diagramu pro dané zatížení a typ materiálu (obr. 7.15) jsem určil horní smykové napětí $\tau_h = 69 \text{ MPa}$

Z toho pak plyne mez únavy spoje $\tau_H^* = 69 \text{ MPa}$. Pro střídavě souměrný cyklus platí: $\tau_A^* = \tau_H^* = 69 \text{ MPa}$



Obr. 7.15 Smithův diagram základního materiálu a svarových spojů pro ocel třídy 11

Smykové napětí v koutových svarech při dynamickém provozu:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{486000}{21949} = 22,142 \text{ MPa} \quad (7.7)$$

Dovolené smykové napětí svaru:

- míra bezpečnosti volena také $n_s = 1,8$

$$\tau_{AD} = \frac{\tau_A^*}{n_s} = \frac{69}{1,8} = 38,333 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Kontrola:

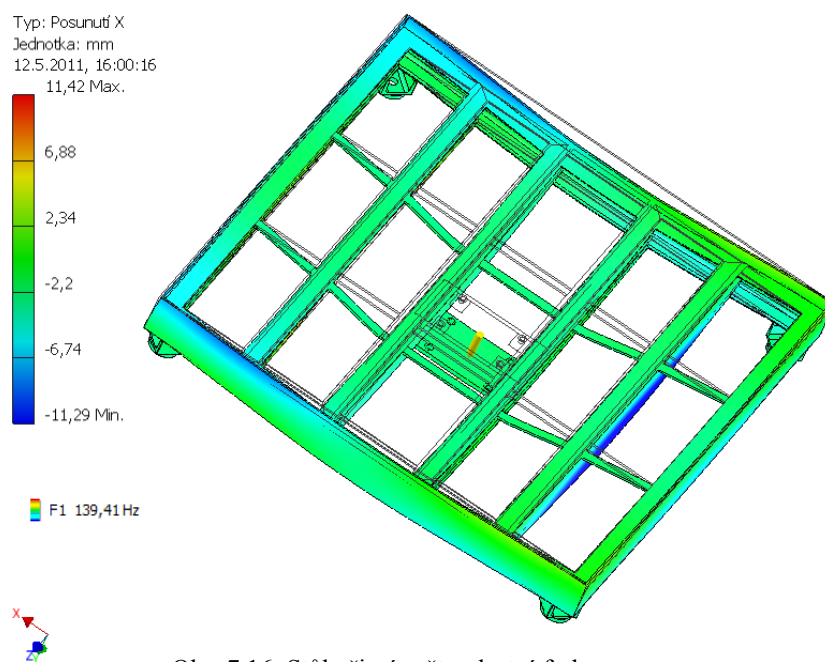
$$\tau_{AD} \geq \tau_{\perp 2}$$

$$38,333 \text{ MPa} > 22,142 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

7.4 Kontrola na rezonanci

Aby se zabránilo rezonanci stolu v provozu, musí se zjistit vlastní frekvence stolu. Tato vlastní frekvence se musí lišit od provozní frekvence pohonu (vibračního motoru) stolu.

Pro výpočet vlastní frekvence jsem použil program Autodesk Inventor Professional 2010 – pevnostní analýza – modální výpočet (obr. 7.16).



Obr. 7.16 Stůl při výpočtu vlastní frekvence

Vlastní frekvence stolu má hodnotu: $f_s = 139,41 \text{ Hz}$

Provozní frekvence vibračního motoru: $f_m = 50 \text{ Hz}$

Výsledek kontroly

Frekvence obou celků jsou značně rozdílné. Rozdíl činí $89,41 \text{ Hz}$ – nemůže dojít k rezonanci.

8. Návrh pružného uložení

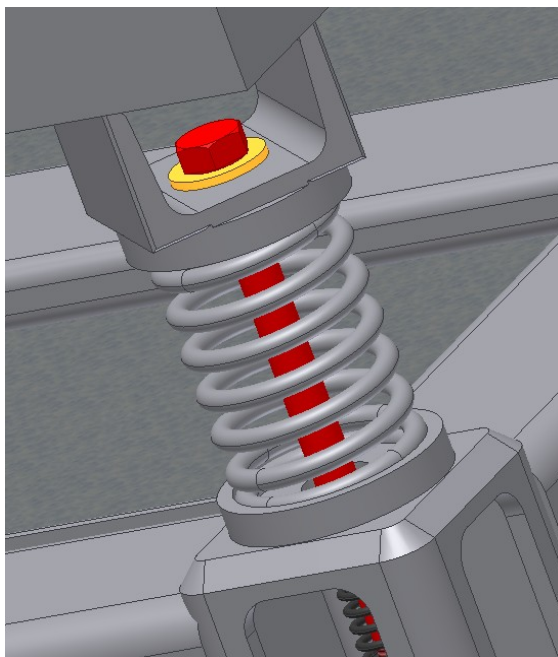
8.1 Popis pružného uložení stolu

Stůl je uložený na čtyřech pružných podpěrách. V tab. 8.1 jsou rozepsány jednotlivé prvky pro každé z těchto čtyřech uložení a na obr. 8.1, 8.2 můžeme vidět barevné rozlišení těchto prvků.

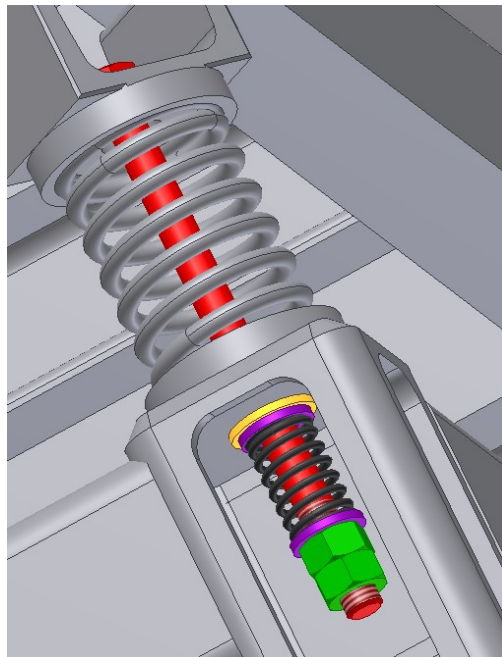
Tab. 8.1

Prvek	Barva	Množství [ks]	Váha [kg]
U 65 -58		1	0,411
Miska		2	0,220
Šroub M12 -180		1	0,159
Pružina 1		1	0,306
Pružina 2		1	0,019
Matice M12		2	0,010
Podložka 12		2	0,005
Podložka 14		2	0,006

K profilu *U65* dlouhém *58 mm* je přivařena miska, pro uložení hlavní nosné pružiny (*Pružina 1*), na protilehlé straně je druhá miska, která je přivařena k profilu *TR 4HR 80x6*. Těmito prvky prochází *šestihranný šroub M12* dlouhý *180 mm*. Šroub prochází otvory průměru *20 mm*, tím se zajistí dostatečná vůle pro kmitání. Pod hlavou a pod spodní miskou je umístěna *podložka 14*, aby vymezila velikost otvoru pro šroub. Ve spodní části šroubu (před maticemi) je ještě vložena přídavná pružina (*Pružina 2*), která má funkci zajišťovací (brání povolení šroubového spoje) a nastavovací (přitáhnutím této pružiny se zvýší tuhost hlavní pružiny). Tuto pružinu z obou stran svírají *podložky 12*. Na konci šroubu se nacházejí matice M12, jsou dvě aby se zvýšila zajištěnost šroubového spoje (obr. 8.1, 8.2).



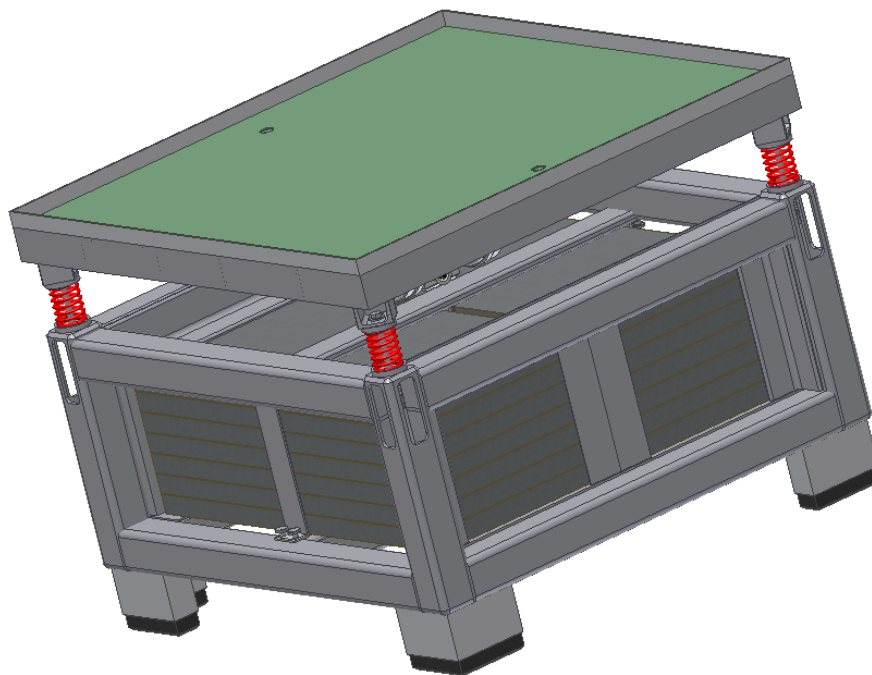
Obr. 8.1 Horní pohled na uložení stolu



Obr. 8.2 Spodní pohled na uložení stolu

8.2 Návrh pružiny

Je třeba navrhnout 4 pružiny (*Pružina I*), na nichž bude ležet stůl s nosností 150 kg. Umístění pružin je vidět na obr. 8.3.



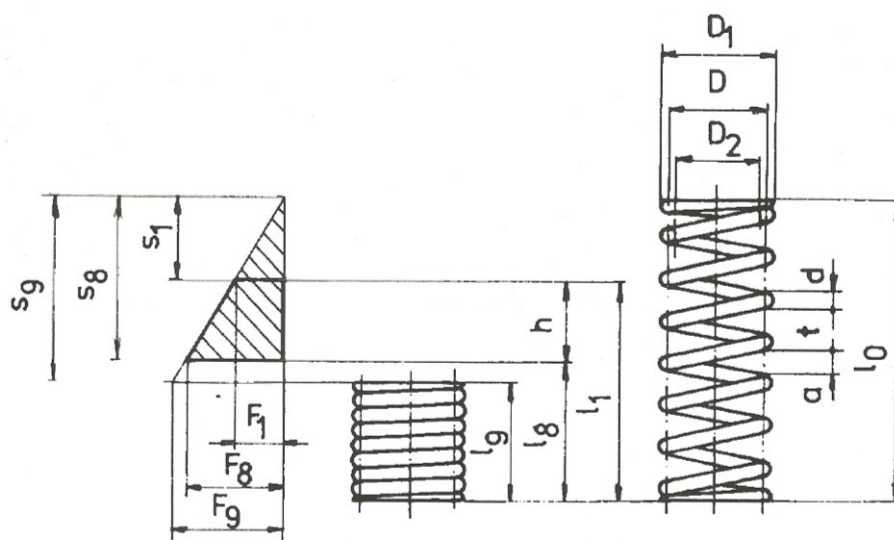
Obr. 8.3 Pružiny pro uložení stolu

8.2.1 Popis válcové šroubovité pružiny

Důležitou součástí výpočtu pružiny je znát její stavy. Stavy pružiny jsou přehledně vloženy tab. 8.2. Dále je třeba znát hlavní parametry (rozměry) pružiny (obr. 8.4).

Tab. 8.2 Stavy pružin [5]

Stav pružiny	Popis stavu pružiny	Označení stavu indexem
volný	Pružina není zatížena	0
předpružený	Pružina je podrobena nejmenšímu pracovnímu zatížení	1
plně zatížený	Pružina je podrobena největšímu pracovnímu zatížení (staticky nebo cyklicky)	8
mezí	Tlačná pružina je stlačena na dosed závitů, tažná pružina je podrobena meznímu zatížení	9



Obr. 8.4 Tlačná pružina a její hlavní parametry [5]

Tlačná pružina je šroubovitá válcová pružina se stálou vůlí mezi činnými závitů způsobilá přijímat vnější síly působící v její ose proti sobě.

Tlačná pružina má:

Činné závity – jsou takové, jejichž úhel stoupání se při funkční deformaci pružiny mění

Závěrné závity – jsou sousedí s činnými, ale jejich úhel stoupání se při funkční deformaci pružiny nemění (u tlačné pružiny je zpravidla krajní závit přilnut k sousednímu tak, že

k němu přiléhá svým volným koncem – konec pružiny je pak uzavřený, s jedním závěrným závitěm

8.2.2 Výpočet hlavní tlačné pružiny (dle normy ČSN 02 6001)

Volím: zušlechtěný drát z uhlíkové oceli nebo slitinové oceli (ČSN 42 6480)

- ocel 14 260, $R_m = 1370 \text{ MPa}$
- modul pružnosti ve smyku: $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
- třída pružin 1, skupina pružin 3

Typ namáhání pružiny:

- jedná se o namáhání kmitavě (dynamicky), tj. s cyklickými změnami zatížení bez vzájemných nárazů závitů
- v tomto případě se jedná o namáhání s průběhem podle sinusovky

Životnost pružiny:

- s neomezenou životností, tj. s požadavkem životnosti $N_F \geq 10^7$

Technický požadavek:

- u všech kmitavě namáhaných pružin se provádí zvýšení meze únavy
OKULIČKOVÁNÍM

Výpočet síly F_1 a F_8 :

$$\begin{aligned} F_{x1} &= m_1 \cdot g \\ F_{x1} &= 110 \cdot 9,81 \end{aligned} \tag{8.1}$$

$$F_{x1} = 1080 \text{ N}$$

$$m_1 = 110 \text{ kg}$$

$m_1 \dots \dots \dots$ hmotnost všech prvků horního stolu včetně vibromotoru

- horní stůl je uložen na 4 pružinách proto:

$$F_1 = F_{x1} : 4$$

$$F_1 = 1080 : 4$$

$$F_1 = 270 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 F_{x8} &= m_8 \cdot g \\
 F_{x8} &= 260 \cdot 9,81 \\
 F_{x8} &= 2550 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{8.2}$$

$$m_8 = 260 \text{ kg}$$

$m_8 \dots \dots \dots$ hmotnost m_1 + nosnost vibračního stolu

- horní stůl je uložen na 4 pružinách proto:

$$\begin{aligned}
 F_8 &= F_{x8} : 4 \\
 F_8 &= 2550 : 4 \\
 F_8 &= 637,5 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Pracovní zdvih h :

Volena hodnota zdvihu 20 mm

Určení napětí τ_9 :

Mezní napětí bylo voleno dle materiálu pružiny z tab. Třídy a skupiny pružin (Příloha č.2).

$$\tau_{Dm} = \tau_9 = 560 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí τ_8 :

$$\tau_8 = 0,75 \cdot \tau_9 = 0,75 \cdot 560 = 420 \text{ MPa} \tag{8.3}$$

- musí platit podmínka: $\tau_8 \leq \tau_{Dm}$

Výpočet napětí τ_1 :

$$\tau_1 = \tau_8 \cdot \frac{F_1}{F_8} = 420 \cdot \frac{270}{637,5} = 178 \text{ MPa} \tag{8.4}$$

Volba D a i :

Volím střední průměr pružiny $D = 50 \text{ mm}$ (předběžně)

Volím poměr vinutí pružiny $i = 8$

- z rozsahu: při $d \leq 11,8 \text{ mm} \rightarrow 4 \leq i \leq 16$

Výpočet korekčního součinitele napětí v krutu K :

$$K = \frac{i+0,2}{i-1} = \frac{8+0,2}{8-1} = 1,24 \tag{8.5}$$

Stanovení průměru drátu pružiny d :

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{(F_8 - F_1) D K}{\pi (\tau_8 - \tau_1)}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{(637,5 - 270) \cdot 50 \cdot 1,17}{\pi \cdot (420 - 178)}} = 6,09 \text{ mm} \quad (8.6)$$

- volím nejbližší vyšší průměr drátu pružiny: $d = 6,3 \text{ mm}$

Volím $D = 49,7 \text{ mm}$, aby D_1 bylo celé číslo

- dostaneme: $D_1 = D + d = 49,7 + 6,3 = 56 \text{ mm}$

- potom :
 $D_1 = 56,0 \text{ mm}$
 $D = 49,7 \text{ mm}$
 $D_2 = 43,4 \text{ mm}$

Přepočet napětí τ_1 :

- skutečná hodnota napětí:

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 270 \cdot 49,7 \cdot 1,17}{\pi \cdot 6,3^3} = 159,89 \text{ MPa}$$

Přepočet napětí τ_8 :

- skutečná hodnota napětí:

$$\tau_8 = \tau_1 \cdot \frac{F_8}{F_1} = 159,89 \cdot \frac{637,5}{270} = 377,52 \text{ MPa}$$

- podmínka je splněna: $\tau_8 \leq \tau_{Dm}$

Počet činných závitů n :

$$n = \frac{G \cdot h \cdot d^4}{8 \cdot (F_8 - F_1) \cdot D^3} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 20 \cdot 6,3^4}{8 \cdot (637,5 - 270) \cdot 49,7^3} = 6,852 \quad (8.7)$$

- volím nejvyšší bližší hodnotu: $n = 7$

Počet závěrných závitů n_z :

$$n_z = 2$$

Celkový počet závitů z :

$$z = n + n_z = 7 + 2 = 9$$

Délka pružiny v mezním stavu l_9 :

$$l_9 = (z + 1 - z_0) \cdot d = (9 + 1 - 2) \cdot 6,3 = 50,4 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Horní mezní rozměr délky pružiny v mezním stavu $l_{9\max}$:

$$l_{9\max} = z \cdot d = 9 \cdot 6,3 = 56,7 \text{ mm} \quad (8.9)$$

- aby platil tento vztah musí být splněno: $z \leq 10,5$

Součet nejmenších dovolených vůli mezi činnými závity $S_{a\min}$:

- při stavu plně zatíženém

$$S_{a\min} = \frac{d \cdot i \cdot n}{50} = \frac{6,3 \cdot 6 \cdot 7}{50} = 5,292 \text{ mm} \quad (8.10)$$

Mezní zkušební délka tlačné pružiny $l_{\min F}$:

$$l_{\min F} = l_{9\max} + S_{a\min} = 56,7 + 5,292 = 62 \text{ mm} \quad (8.11)$$

Délka pružiny ve stavu plně zatíženém l_8 :

$$l_8 \geq l_{\min F}$$

$$l_8 \geq 62 \text{ mm}$$

- volím $l_8 = 64 \text{ mm}$

Délka pružiny ve stavu předpruženém l_1 :

$$l_1 = l_8 + h = 64 + 20 = 84 \text{ mm} \quad (8.12)$$

Deformace (stlačení) pružiny ve stavu předpruženém s_1 :

$$s_1 = \frac{F_1}{c} = \frac{270}{18,375} = 14,69 \text{ mm} \quad (8.13)$$

$$c = \frac{F_8 - F_1}{h} = \frac{637,5 - 270}{20} = 18,375 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Deformace (stlačení) pružiny ve stavu plně zatíženém s_8 :

$$s_8 = s_1 + h = 14,69 + 20 = 34,69 \text{ mm} \quad (8.14)$$

Délka pružiny ve volném stavu l_0 :

$$l_0 = l_8 + s_8 = 64 + 34,69 = 98,69 \text{ mm} \quad (8.15)$$

- volím: $l_0 = 99 \text{ mm}$

Výsledkem výpočtů je pružina (obr. 8.5) s těmito parametry:

$$d = 6,3 \text{ mm}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

$$z = 9$$

$$D_1 = 56,0 \text{ mm}$$

$$D = 49,7 \text{ mm}$$

$$D_2 = 43,4 \text{ mm}$$

$$l_1 = 84,0 \text{ mm}$$

$$l_8 = 64,0 \text{ mm}$$

$$l_9 = 50,4 \text{ mm}$$



Obr. 8.5 Hlavní tlačná pružina

Kontrola poměru rychlosti v_{\max} k rychlosti v_k :

- výpočet síly vyvinuté pružinou v mezním stavu F_9 :

$$F_9 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_9}{8 \cdot D \cdot K} = \frac{\pi \cdot 6,3^3 \cdot 560}{8 \cdot 49,7 \cdot 1,17} = 945,6 \text{ N} \quad (8.16)$$

- výpočet deformace (stlačení) pružiny v mezním stavu s_9 :

$$s_9 = \frac{F_9}{c} = \frac{945,6}{18,375} = 51,46 \text{ mm} \quad (8.17)$$

- výpočet kritické rychlosti tlačné pružiny v_k :

$$v_k = \frac{\tau_9 - \tau_8}{\sqrt{2 \cdot G \cdot \rho}} \cdot 10^3 = \frac{560 - 377,52}{\sqrt{2 \cdot 7,85 \cdot 10^4 \cdot 7850 \cdot 10^{-6}}} \cdot 10^3 \quad (8.18)$$

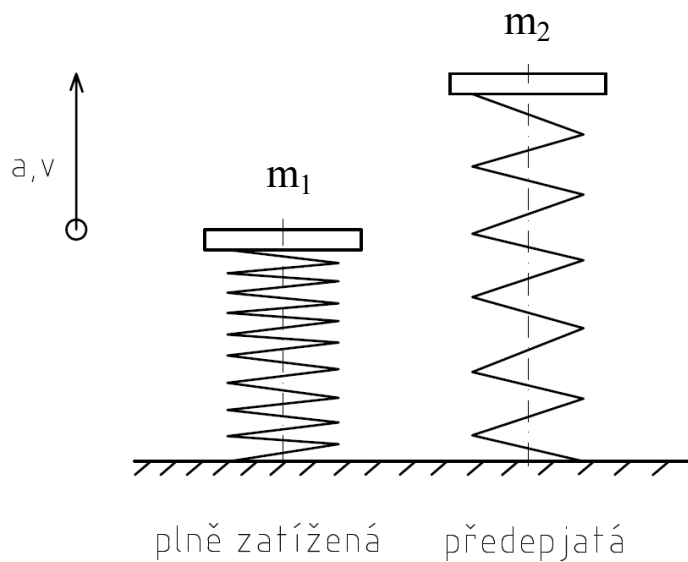
$$v_k = 5,19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- výpočet maximální rychlosti tlačné pružiny v_{\max} :

- jedná se o maximální rychlost posuvu pohybujícího se konce pružiny při zatěžování nebo odlehčování (obr. 4.22)

$$F_1 = m_1 \cdot g \Rightarrow m_1 = 27,5 \text{ kg}$$

$$F_2 = m_2 \cdot g \Rightarrow m_2 = 65,0 \text{ kg}$$



Obr. 8.6 Pohyb pružiny

- direkční síla: $F_D = k \cdot x = k \cdot h$

- rovnice rovnováhy: $m_1 \cdot a_p = -m_1 \cdot g + k \cdot h$

$$a_p = \frac{-m_1 \cdot g + k \cdot h}{m_1}$$

$$a_p = \frac{-27,5 \cdot g + 18,375 \cdot 0,02}{27,5}$$

$$a_p = -9,796 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

- výpočet času t :

$$h = \frac{1}{2} \cdot a_p \cdot t_p^2 \Rightarrow t_p = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{a_p}}$$

$$t_p = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,02}{9,796}} = 0,0639 \text{ s}$$

- rychlost maximální v_{\max} :

$$v_{\max} = a_p \cdot t_p \tag{8.19}$$

$$v_{\max} = 9,796 \cdot 0,0639$$

$$v_{\max} = 0,626 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{- poměr } \frac{v_{\max}}{v_k} = \frac{0,626}{6,6} = 0,095 < 1 \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrolní výpočet rozteče činných závitů t :

- výpočet vůle mezi činnými závity – volný stav:

$$a = \frac{s_9}{n} = \frac{51,46}{7} = 7,35 \text{ mm} \quad (8.20)$$

- rozteč činných závitů – volný stav:

$$t = a + d = 7,35 + 6,3 = 13,65 \text{ mm}$$

Při $d \leq 11,8 \text{ mm}$ musí platit:

$$0,3 \cdot D + 0,2 \text{ mm} \leq t \leq 0,6 \cdot D$$

$$0,3 \cdot 49,70 + 0,2 \leq t \leq 0,6 \cdot 49,7$$

$$13,11 < 13,65 < 29,82$$

podmínka splněna

Výpočet vlastního kmitočtu pružiny f_0 :

$$f_0 = \frac{d}{2\pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \cdot 10^6 \quad (8.21)$$

$$f_0 = \frac{6,3}{2\pi \cdot 7 \cdot 49,7^2} \sqrt{\frac{7,85 \cdot 10^4}{2 \cdot 7850 \cdot 10^{-6}}} \cdot 10^6$$

$$f_0 = 129,668 \text{ Hz}$$

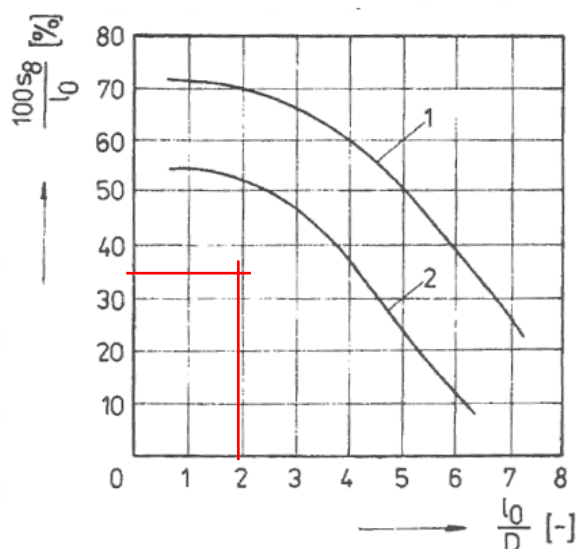
Kontrola zabezpečení proti vzpěrnému vybočení:

- musí se určit dva poměry:

$$\frac{l_0}{D} = \frac{98,69}{49,7} = 1,986$$

$$\frac{100 \cdot s_8}{l_0} = \frac{100 \cdot 34,69}{98,69} = 35,15$$

- tyto hodnoty si promítneme do grafu (obr. 8.7) a určíme výsledný bod



Obr. 8.7 Meze pro kontrolu vzpěrného vybočení tlačné pružiny

Legenda k obr. 8.7

- Křivka 1 – pro tlačné pružiny s rovnoběžnými obrobenými opěrnými plochami při vedeném uložení
- Křivka 2 – pro tlačné pružiny, které nemají vedené uložení, popř. nemají rovnoběžné obrobené opěrné plochy

V mém případě se řídím křivkou 2 – z grafu vyplývá, že výsledný bod nepřesahuje křivku a tudíž nedojde ke vzpěrnému vybočení.

Kromě této vypočtené hlavní tlačné pružiny, bude mít vibrační stůl ještě další čtyři tlačné pružiny (*Pružina 2*):

- hlavní parametry pružiny:

$$d = 2,5 \text{ mm}$$

$$z = 9$$

$$t = 5,357 \text{ mm}$$

$$l_0 = 40 \text{ mm}$$

$$D_1 = 22,0 \text{ mm}$$

$$D = 19,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = 17,0 \text{ mm}$$



Obr. 8.8 Přídavná tlačná pružina

Tato pružina bude mít dvě funkce:

- funkce zajišťovací – bude zajišťovat šroubový spoj proti samovolnému povolení
- funkce nastavovací – bude umožňovat zvýšit tuhost hlavní pružiny

9. Návrh rámu

9.1 Popis konstrukčního řešení rámu

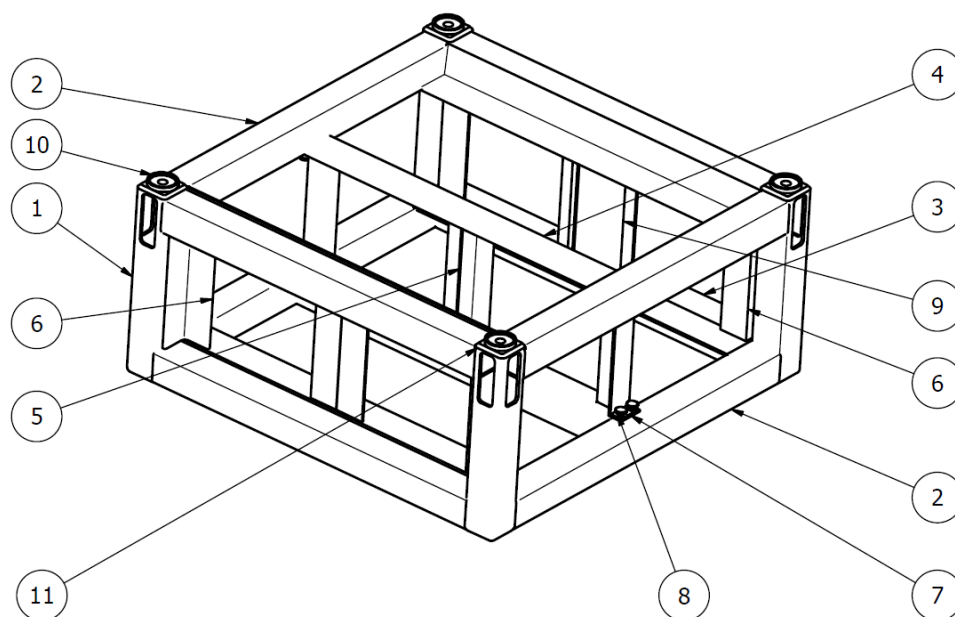
Rám, na kterém bude položen celý stůl, tvoří profily uvedené v tab. 9.1). Tyto profily pak dohromady vytváří svařence.

Tab. 9.1

Označení	Prvek	Délka [mm]	Množství [ks]	Váha [kg]
1	TR 4HR 80x6	440	4	23,830
2	TR 4HR 80x6	840	9	102,362
3	L 80x8	840	4	32,357
4	TR 4HR 80x20x3	840	1	3,107
5	T 60/B	280	4	6,978
6	L 70x7	280	8	18,189
7	PLO 30x5	70	2	0,165
8	Šroub M6x20	————	4	0,024
9	P5 200x280	————	1	2,198
10	Miska	————	4	0,440
11	P10 80x80	————	4	0,201
12	Svary	————	————	0,850

Celkově: **190,701**

Na obr. 9.1 jsou čísla z tab. 9.1 označeny jednotlivé profily tvořící konstrukci rámu.

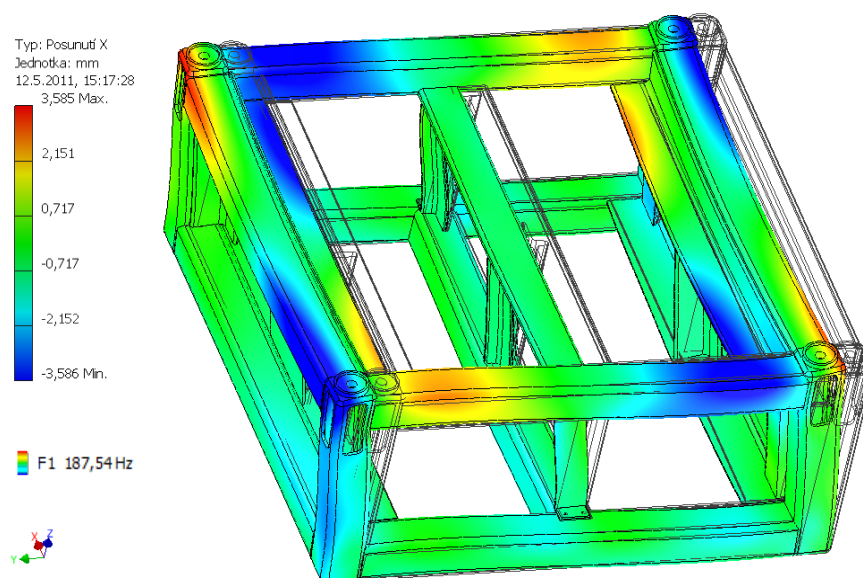


Obr. 9.1 Jednotlivé profily tvořící rám

9.2 Kontrola na rezonanci

Aby se zabránilo rezonančním jevům, musí se zjistit vlastní frekvence rámu. Tato vlastní frekvence se musí lišit od provozní frekvence pohonu stolu.

Pro výpočet vlastní frekvence jsem použil program Autodesk Inventor Professional 2010 – pevnostní analýza – modální výpočet (obr. 9.2).



Obr. 9.2 Rám při výpočtu vlastní frekvence

Vlastní frekvence rámu má hodnotu: $f_r = 187,54 \text{ Hz}$

Provozní frekvence vibračního motoru: $f_m = 50 \text{ Hz}$

Výsledek kontroly

Frekvence obou celků jsou značně rozdílné. Rozdíl činí $137,54 \text{ Hz}$ – nemůže dojít k rezonanci.

9.3 Návrh patek rámu

Patky, na nichž bude uložen celý vibrační stůl musí mít funkci vibroizolační.

Vibroizolace

Vibroizolace obecně znamená snížení účinků vibrací. Jedná se o snížení přenosu sil od vibračního zařízení na základ – je to ochrana pasivních objektů, které neobsahují zdroj kmitání, od působení vibrujících zařízení.

Užívají se proto různé vibroizolátory v podobě pružně plastických lineárních i nelineárních členů, jejichž základní vlastností musí být schopnost pohlcovat buď síly (např. kovové pružiny) nebo energii (např. tlumiče).

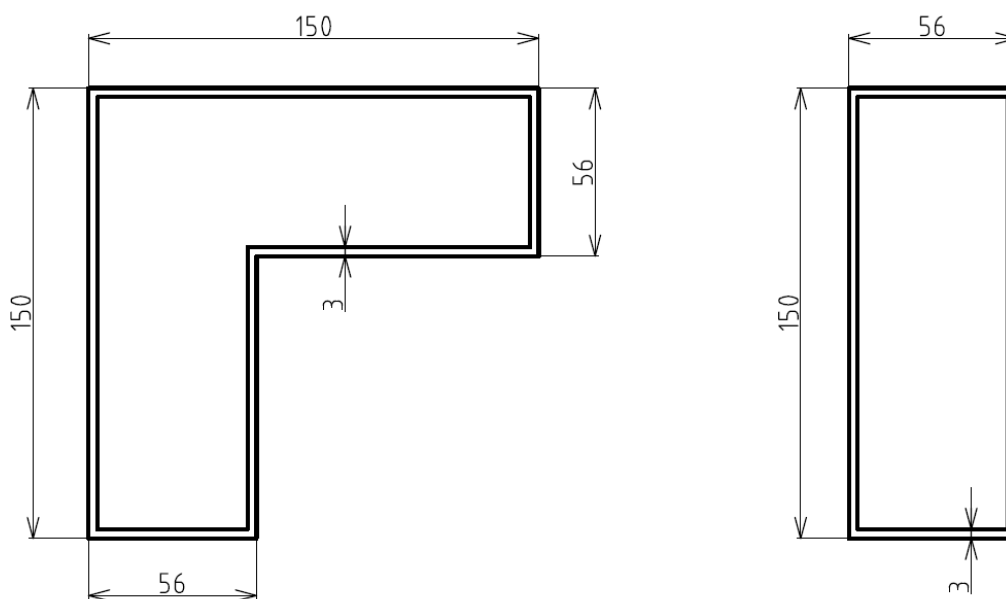
Volba vibroizolátoru

Pro vibrační stůl jsem zvolil jako vibroizolátor pryžové patky. Patky použité pro rám jsou dvojího typu – rohové a středové (obr. 9.3). Ty poslouží jako spojovací člen mezi vibračním zařízením a základem, na kterém bude celé toto zařízení umístěno.



Obr. 9.3 Vzhled rohové a středové patky rámu

Hlavní rozměry patek jsou na obr. 9.4. Pouzdro patek je ocelové, svařené z 3mm plechu a jeho výška činí 90 mm. Do tohoto pouzdra jsou pak vsazeny a přilepeny pryžové kostky požadovaného tvaru a rozměru. Celková výška patky je 120 mm.

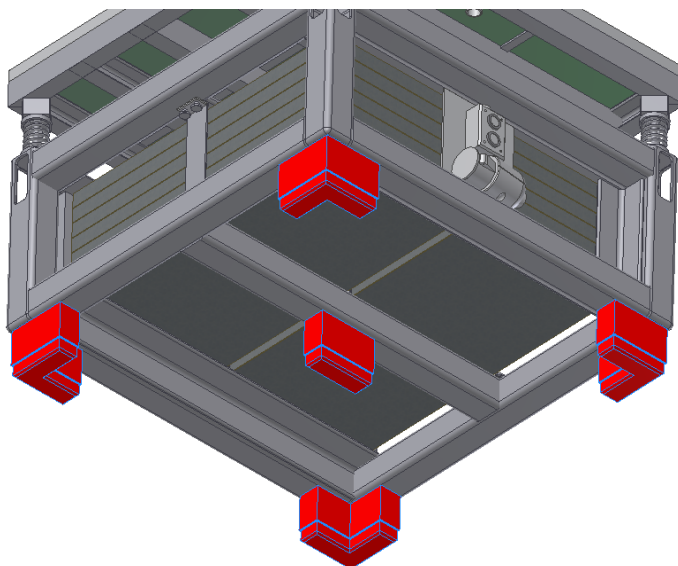


Obr. 9.4 Hlavní rozměry patek (vibroizolátorů)

Při konstrukci nosného rámu bude použito čtyř rohových a jednoho středového vibroizolátoru. Na obr. 9.5 je zobrazeno umístění pěti použitých vibroizolátorů.

Rohový vibroizolátor: - pouzdro (1,593 kg)
 - pryž (1,144 kg)
Celková váha 1 ks je 2,737 kg.

- Středový vibroizolátor:
- pouzdro (0,873 kg)
 - pryž (0,703 kg)
- Celková váha 1 ks je 1,576 kg.



Obr. 9.5 Umístění vibroizolátorů

9.4 Návrh zátěže rámu

Aby byla při spuštění vibračního stolu zajištěna stabilita tohoto zařízení (nedocházelo k nežádoucímu poskakování stolu apod.) je potřeba rám, dodatečně zatížit. Váha samotného rámu je nedostatečující.

Jako zátěž jsem zvolil betonovou dlaždici 400x400x40 mm firmy PRESBETON Nova s.r.o. Po zakoupení jedné této dlaždice a přeměření jejích rozměrů jsem zjistil, že její tloušťka je 39 mm, ostatní rozměry odpovídaly. Hmotnost jedné dlaždice 15 kg.



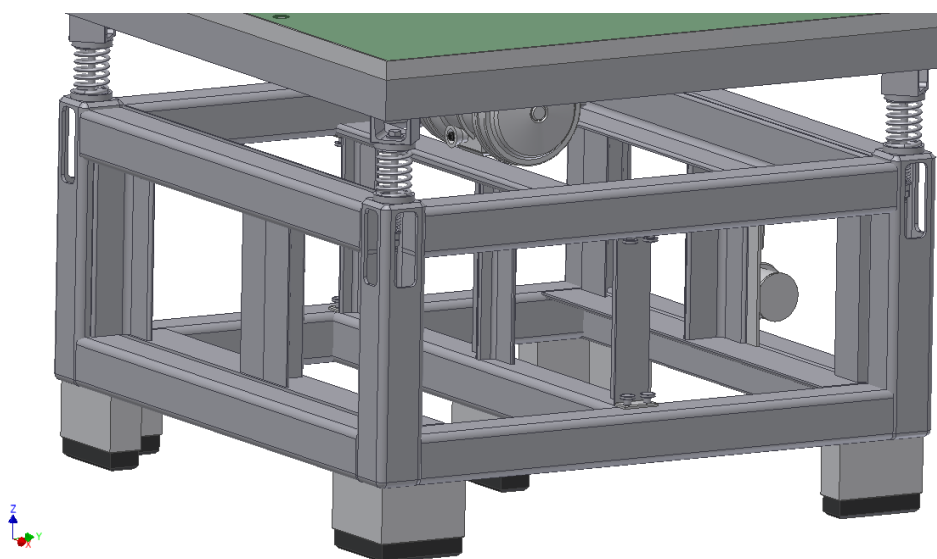
Obr. 9.6 Betonová dlaždice 400x400x40 mm [15]

Před použitím dlaždic je potřeba provést jejich úpravu. Rohy dlaždice se musí zkosit (zkosení $10 \times 45^\circ$) z důvodu jejich ukládání mezi L a T profily, které mají vnitřní zaoblení.

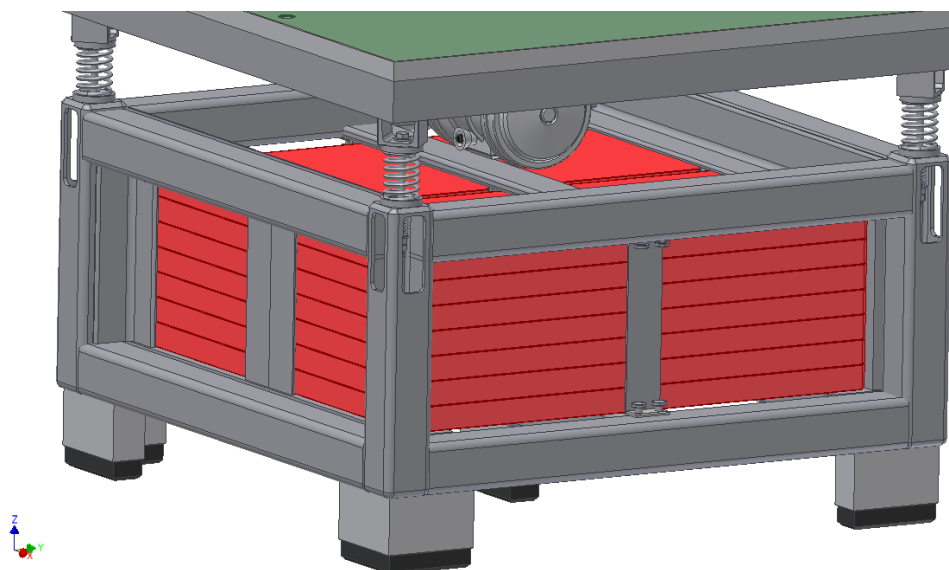
Úprava rámu pro vložení zátěže

Vnitřní prostor rámu byl pomocí profilů **L** a **T** upraven pro vložení čtyř sloupců dlaždic (kapitola 9.1). Prostor pro uložení zátěže má rozměr $826 \times 826 \times 280 \text{ mm}$.

Zátěž se dá vytáhnout nebo naopak vložit po odmontování profilu **T 60/B**, který je připevněn k rámu pomocí 4 šrouby s válcovou rýhovanou hlavou, aby možnost šrouby povelit rukou (obr. 9.7). Rám s vloženou zátěží nám ukazuje obr. 9.8.



Obr. 9.7 Výsledek konstrukčních úprav rámu



Obr. 9.8 Rám s vloženou zátěží

Výpočet velikosti zátěže rámu

Aby byla zajištěna stabilita zařízení musí se váha rámu rovnat 2 ÷ 3 násobku váhy stolu:

$$m_r = (2 \div 3) \cdot m_s$$

- hmotnost stolu se zátěží: $m_s \doteq$

- hmotnost rámu se skládá:

- hmotnost patek - 4 rohové + 1 středová

$$m_p = 12,524 \text{ kg}$$

- hmotnost konstrukce rámu

$$m_k = 190,701 \text{ kg}$$

- hmotnost zátěže - 4 sloupce po 7 dlaždicích

- celkem 28ks x 15 kg

$$m_z = 420 \text{ kg}$$

- hmotnost elektroinstalace

$$m_e = 2,015 \text{ kg}$$

Celková hmotnost rámu: $m_r \doteq$

Výsledek zátěže rámu:

$$m_r = (2 \div 3) \cdot m_s \quad (9.1)$$

$$m_r = x \cdot m_s$$

$$x = \frac{m_r}{m_s} = \frac{625}{260} = 2,4$$

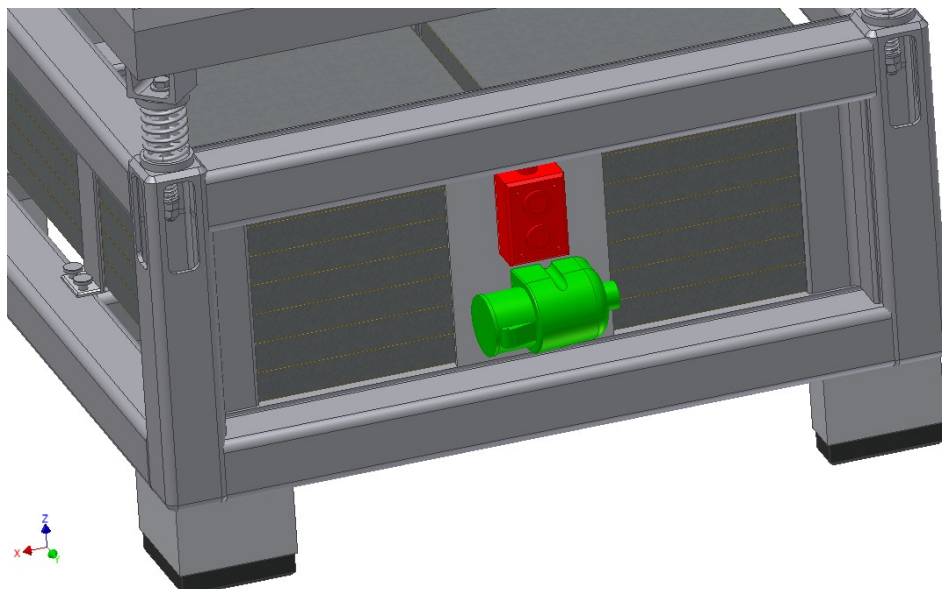
Výsledek rovnice:

$$m_r = 2,4 \cdot m_s$$

Váha rámu je dostatečná. Tato váha ve spojení s vibroizolátory (patkami) zajišťují dostatečnou stabilitu při spuštění stroje.

9.5 Návrh elektroinstalace

Vibrační stůl potřebuje prvek pro zapínání a vypínání pohonu. K tomu účelu bude sloužit panel s dvěma tlačítky (na obr.9.9 znázorněn červeně). Dále potřebuje zásuvku (400 V) pro připojení na zdroj elektrické energie (na obr. 9.9 zvýrazněn zeleně). Na tuto zásuvku se před použitím vibračního stolu připojí prodlužovací kabel na 400 V potřebné délky.



Obr. 9.9 Elektroinstalace vibračního stolu

10. Závěr

Nejdříve jsem zpracoval úvod k vlastnostem betonu, jeho struktuře a důvodu jeho zhutňování pomocí vibračních zařízení. Poté jsem uvedl rešerši o typech vibrací. Postupně jsem rozebral vnější, povrchové a vnitřní vibrace a k nim jsem uvedl příslušné vibrační zařízení.

Po úvodní části a stanovených cílech, jsem se zabýval návrhem způsobů buzení vibrací. Z třech koncepcí jsem vybral variantu buzení vibrací pomocí vibračního motoru. Dále následovalo navrhnutí vhodného typu a velikosti motoru. Tento motor je napevno spojen se stolem, kterým jsem konstrukčně navrhl a pevnostně zkontroloval metodou konečných prvků. Na stole jsem provedl dynamickou kontrolu koutových svarů v kritickém místě.

Celý stůl bude spojen s nosným rámem pomocí pružného spojení. Hlavním prvkem jsou čtyři válcové šroubovitě pružiny. Návrh a výpočet pružin jsem provedl dle normy ČSN 02 6001. Tyto pružiny zespolu podepírá nosný rám, který je pro umístění pružin navrhnut. Tento rám stojí na pryžových patkách, aby se zabránilo přenosu vibrací do základu. Na boku rámu je umístěn panel s elektroinstalací. Vnitřní prostor rámu je určen pro vložení zátěže ve formě betonových dlaždic, aby nedocházelo k nežádoucím posunům zařízení.

Jednotlivé části vibračního zařízení byly podrobeny kontrole na vlastní frekvenci, aby se zabránilo možné rezonanci.

Výsledkem mé diplomové práce je optimálně navržený a pevnostně zkontrolovaný vibrační stůl určený pro produkci betonářských výrobků. Tento stůl splňuje všechny požadavky školního zadání i požadavky firmy GELNAR.

Při vytváření diplomové práce jsem použil PC programy – ANSYS 12.1, Autodesk Inventor Professional 2010, AutoCAD Mechanical 2010 a Microsoft Office 2007. Použitá literatura a citace jsou uvedeny v kapitole 11.

11. Seznam použité literatury:

- [1] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky* 1.vyd. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2
- [2] Kříž, R., Vávra, P.: *Strojírenská příručka, 5.svazek*. Praha: Scientia, 1994. 243 s. ISBN 80-85827-59-X.
- [3] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s., Dotisk 1.vyd. 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 146s., ISBN 978-80 248
- [5] Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0050-0
- [6] Bolek, A., Kochman, J. a kol.: *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
- [7] Brousil, J., Slavík, J., Zeman, V.: *Dynamika*. Praha: SNTL/ALFA, 1989. 327 s. ISBN 80-03-00164-1.
- [8] Podešva, J.: *Dynamika v příkladech*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 196 s. ISBN 80-7078-678-7.
- [9] Juliš, K., Brepta, R.: *Mechanika, II. Díl. Dynamika*. Praha: Technický průvodce, sv.66, SNTL, 1987. 684 s.
- [10] Lenert, J.: *Pružnost a pevnost I*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1998, 174s, ISBN 80-7078-572-0
- [11] Lenert, J.: *Pružnost a pevnost II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1998, 174s, ISBN 80-7078-572-1
- [12] Wikipedia – obecná encyklopedie,...Dostupné z <cs.wikipedia.org>
- [13] Katalog firmy MANUTAN, *Manipulační technika*, 2006
- [14] Profesional- profesionální nářadí,...Dostupné z <www.naradiprofesional.cz>
- [15] Presbeton – výrobky z betonu,...Dostupné z <www.presbeton.cz>
- [16] Kohut – stavební technika,... Dostupné z <www.kohut.cz>
- [17] Webac Vibro – vibromotory,...Dostupné z <www.webac-vibro.com>
- [18] Vysokozdvížné vozíky – manipulační technika,...Dostupné z <www.vzv.cz>

12 Seznam příloh:

NÁZEV	ČÍSLO DOKUMENTU	FORMÁT
Optimální betonová směs	Příloha č.1	A4
Třídy a skupiny pružin	Příloha č.2	A4
Manipulace s vibračním zařízením	Příloha č.3	A4
Vibrační zařízení	SN2KIK02-01-00	A0
Nosný rám	SN2KIK02-01-01	A1
Stůl	SN2KIK02-01-02	A1